COLECȚIA DE ATELIER

I. RABINOVICI A. ANGHEL
ȘT. NIBELEANU

TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

Volumul I

EDITURA TEHNICĂ

Lucrarea este o reeditare a ediției din 1971, îmbunătățită substanțial. Sînt prezentate noțiunile generale despre toleranțe și ajustaje, toleranțele și ajustajele asamblărilor cilindrice netede, rulmenților, asamblărilor filetate, angrenajelor, asamblărilor cu pană și cu caneluri. Sînt analizate de asemenea problemele legate de precizia suprafețelor pieselor (macrogeometria, ondulația, rugozitatea suprafețelor, precum și influența formei și gradului de rugozitate asupra deformării ajustajelor).

Lucrarea cuprinde un capitol de „Lanțuri de dimensiuni", în cadrul cărora sînt expuse metoda interschimbabilității totale și metoda interschimbabilității parțiale.

Lucrarea se încheie cu un capitol referitor la metoda prescrierii toleranțelor pe baza teoriei probabilităților, problemă de o deosebită actualitate.

Conținutul lucrării este în întregime pus în concordanță cu standardele în vigoare, care corespund cu sistemul ISO de toleranțe și ajustaje.

Lucrarea se adresează muncitorilor, maiștrilor și tehnicienilor din uzinele constructoare de mașini, precum și elevilor din școlile profesionale și din liceele industriale.

Redactor: ing. **VICTORIA POPESCU**
Tehnoredactor: **VALERIU MORĂRESCU**
Coperta: **TEODOR BOGOI**

Bun de tipar: 17.IV.1980. Coli de tipar: 11 C.Z. 621 753.

Tiparul executat sub com. nr. 521,
la Întreprinderea Poligrafică „Crișana",
Oradea, str. Moscovei, nr. 5.

1. GENERALITĂȚI

1.1. ROLUL ȘI IMPORTANȚA INTERSCHIMBABILITĂȚII

1.1.1. PRINCIPIUL INTERSCHIMBABILITĂȚII

În cazul fabricării în masă sau în serie, piesele trebuie să fie executate cu un grad de precizie suficient pentru ca o piesă oarecare să poată fi înlocuită cu altă piesă asemănătoare, fără nici o prelucrare suplimentară, menținînd în același timp condițiile tehnice prescrise referitoare la funcționarea ansamblului din care face parte piesa respectivă, sau la funcționarea mașinii în întregul ei. Piesele care îndeplinesc această condiție se numesc *interschimbabile*, iar proprietatea pieselor de a fi interschimbabile se numește *interschimbabilitate*.

Principiul interschimbabilității este valabil nu numai pentru piese finite, dar și pentru materii prime, pentru semifabricate și chiar pentru subansambluri întregi de mașini.

În cazul ansamblurilor, acestea vor fi interschimbabile, dacă în cazul înlocuirii pe mașină a unuia din ansambluri cu un altul, nu va fi nevoie de nici o prelucrare suplimentară, iar funcționarea mașinii, în urma acestei înlocuiri, nu va suferi nici o modificare.

Interschimbabilitatea are o importanță deosebită în cazul producțiilor în serie și în masă, ea face posibilă montarea mașinilor pe bandă rulantă, contribuie la reducerea costului produselor și ușurează înlocuirea pieselor uzate.

Un alt avantaj al interschimbabilității este acela că permite cooperarea între mai multe uzine, fiecare fabricînd numai anumite piese și subansambluri, asamblarea produsului finit făcîndu-se în uzina conducătoare. De exemplu, pentru a fabrica automobile, unele uzine produc carburatoare, altele magnetouri, rulmenți etc. care, datorită interschimbabilității, pot fi montate fără o ajustare prealabilă în ansamblurile respective.

Cînd piesele rezultate din procesul de producție îndeplinesc condiția de interschimbabilitate fără a fi necesară o

selectare a lor, deci atunci cînd precizia de execuție este suficientă pentru a asigura calitatea asamblării, *interschimbabilitatea* se numește *completă*.

În anumite cazuri însă, precizia necesară pentru realizarea unei asamblări corecte în cadrul interschimbabilității complete poate fi obținută numai prin operații tehnologice foarte costisitoare.

Pentru a ieftini fabricația, piesele se prelucrează prin procedeele tehnologice curente, iar piesele obținute sînt sortate în grupe (2—3—4 sau mai multe), fiecare grupă avînd precizia necesară pentru asamblare. Asamblarea se face între piesele care fac parte din grupe identice — de exemplu o piesă din grupa a doua tip arbore cu o piesă din grupa a doua, tip alezaj. Piesele astfel fabricate vor avea o *interschimbabilitate limitată* și numai piesele din cadrul grupelor de același ordin vor avea o interschimbabilitate totală.

Interschimbabilitatea limitată este folosită de obicei la asamblările care se fac numai în cadrul uzinei și numai în cazuri rare este extinsă și asupra pieselor de schimb pentru care interschimbabilitatea completă este de obicei o condiție indispensabilă.

1.1.2. LEGĂTURA DINTRE FORMA CONSTRUCTIVĂ A PIESELOR ȘI INTERSCHIMBABILITATEA ACESTORA

Realizarea interschimbabilității este mult ușurată de o formă geometrică rațională a pieselor, precum și de o construcție rațională a ansamblurilor.

Prin construcție tehnologică rațională se înțelege construcția în care s-a realizat simplificarea formei pieselor și ansamblurilor în vederea accelerării, ușurării și ieftinirii procesului de prelucrare a pieselor, procesului de asamblare a ansamblurilor, cît și în vederea asigurării unei metode ușoare și rapide de control. O construcție tehnologică rațională asigură o prelucrare mai economică, o producție mai ridicată și o mai ușoară interschimbabilitate a pieselor. În general din punctul de vedere al interschimbabilității, construcția ansamblurilor trebuie să fie cît mai simplă, cu un număr de dimensiuni de asamblare cît mai redus.

În fig. 1.1 sînt prezentate două variante constructive ale aceluiași ansamblu.

În conformitate cu condițiile tehnice, dimensiunea F trebuie să fie realizată în limitele de 100—100,3 mm. Prin

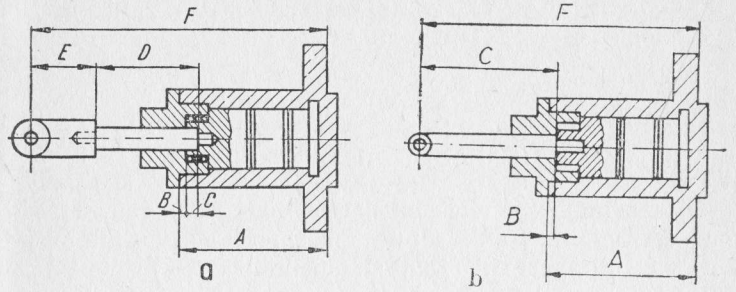


Fig. 1.1. Exemplu de micșorare a numărului de dimensiuni asamblate prin modificarea parțială a construcției subansamblului.

schimbarea construcției indicată în fig. 1.1, *a*, într-una cu o formă geometrică mai simplă (fig. 1.1, *b*), numărul dimensiunilor asamblate scade. Astfel, după fig. 1.1, *a*, dimensiunea de bază F este determinată de cinci dimensiuni componente $F=A-B-C+D+E$, în timp ce, după fig. 1.1, *b*, aceeași dimensiune este determinată numai de trei dimensiuni componente, $F=A-B+C$.

Întrucît dimensiunea de bază trebuie să rămînă, în ambele cazuri, tot între limitele 100,3 și 100 mm, adică diferența maximă poate fi 0,3 mm și cum această diferență se împarte între dimensiunile componente, este evident că prelucrarea celor trei dimensiuni în ultimul caz (A, B și C) se poate face cu toleranțe mai mari, de exemplu de ordinul de mărime $\frac{0,3}{3}=0,1$ mm, în timp ce în cazul primei construcții această toleranță va fi de ordinul $\frac{0,3}{5}=0,06$ mm.

În consecință, construcția simplificată cu un număr mai mic de dimensiuni de asamblare va putea fi mai ușor prelucrată și asamblată, menținîndu-se aceeași calitate de montaj și satisfăcîndu-se condițiile unei interschimbabilități complete.

Soluționarea problemei interschimbabilității produselor cere o colaborare strînsă între proiectanți și tehnologi. Cerințele constructive tot mai ridicate, care se formulează față de noile realizări de mașini și aparate în ce privește forma, proprietățile și asamblarea mai precisă pe baza interschimbabilității, merg paralel cu perfecționarea proceselor tehnologice.

1.2. DIMENSIUNI ȘI ABATERI

1.2.1. ABATERI EFECTIVE

Dimensiunile pieselor sînt determinate fie pe baza calculelor de rezistență, fie din date experimentale, fie din considerente de ordin constructiv. Dimensiunile astfel adoptate la proiectarea pieselor se numesc dimensiuni nominale și pe cît posibil ele vor fi alese din șirurile de numere normale sau de dimensiuni normale reglementate prin STAS 283-74 și respectiv STAS 75-72.

În mod practic însă, dimensiunile nominale prescrise nu pot fi realizate exact, datorită nepreciziei inerente a procesului de fabricație. În consecință, dimensiunile efective care se vor obține la prelucrarea piesei vor fi diferite de dimensiunile nominale, avînd abateri mai mari sau mai mici față de acestea.

Abaterea efectivă A se numește diferența algebrică dintre dimensiunea efectivă E (a cărei valoare se obține prin măsurarea piesei) și dimensiunea nominală N corespunzătoare (valoarea luată ca bază pentru caracterizarea dimensiunii), adică

$$A=E-N \tag{1.1}$$

Cauzele principale care determină abaterile dimensiunilor reale față de cele nominale sînt următoarele:

— neprecizia mașinilor folosite pentru prelucrare, datorită unor cauze multiple ca de exemplu: uzura ghidajelor, ovalitatea fusurilor, excentricitatea roților, jocul între fusuri și lagăre sau între piesele glisante și ghidaje etc.;

— centrarea imprecisă a pieselor, fixarea neuniformă sau prea slabă a lor și diferite deformații ale piesei;

— dimensiunile inițiale ale sculelor care prezintă abateri față de valoarea nominală și uzura lor în timpul lucrului.

Abaterile efective ale pieselor nu au aceeași importanță pe tot parcursul procesului tehnologic, ca urmare a faptului că precizia operațiilor crește pe măsura ce, în succesiunea diferitelor operații, ne apropiem de forma și dimensiunile produsului finit.

1.2.2. DIMENSIUNI MAXIME ȘI MINIME. TOLERANȚE

Datorită imposibilității executării dimensiunilor la valoarea lor nominală, este necesar să se stabilească, pentru fiecare dimensiune, limitele între care aceasta mai poate fi socotită corespunzătoare funcțional.

Vor fi deci:

— o dimensiune maximă: D_{max}; L_{max} etc. și

— o dimensiune minimă: D_{min}; L_{min} etc. între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă (E).

De exemplu, la un arbore cotit, diametrul manetonului, în locul lui de asamblare cu biela, trebuie să se găsească între limitele $D_{max}=79{,}97$ mm și $D_{min}=79{,}94$ mm.

Condiția ca dimensiunea efectivă să fie cuprinsă între cele două dimensiuni limită se poate exprima prin inegalitatea

$$D_{max} \geqslant E \geqslant D_{min}.$$

Se numește toleranță (T) diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea minimă exprimată printr-un număr fără semn

$$T=D_{max}-D_{min}. \tag{1.2}$$

Pentru exemplul anterior toleranța va fi:

$$T=79{,}97-79{,}94=0{,}03 \text{ mm}.$$

Cu cît toleranța dimensiunii este mai mare, cu atît prelucrarea piesei va fi mai simplă și mai ieftină. De aceea, proiectantul trebuie ca, fără a micșora calitatea piesei, să aleagă toleranțele maxime deoarece, așa cum se poate vedea din

fig. 1.2, costul prelucrării crește foarte mult în cazul toleranțelor mici.

Zona cuprinsă între cele două linii reprezentînd dimensiunile limită se numește cîmp de toleranță și este definit prin mărimea lui (toleranță) și prin poziția lui în raport cu dimensiunea nominală (linia zero).

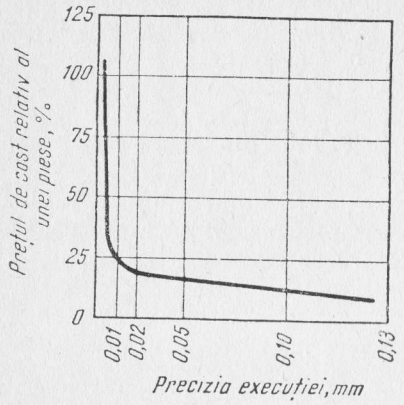


Fig. 1.2. Relația dintre precizia de execuție și prețul de cost al prelucrării.

Dintre cele două abateri limită (v. pct. 1.2.3), cea aleasă convențional pentru definirea poziției cîmpului de toleranță în raport cu linia zero este denumită abatere fundamentală.

Fig. 1.3 reprezintă grafic termenii definiți mai sus.

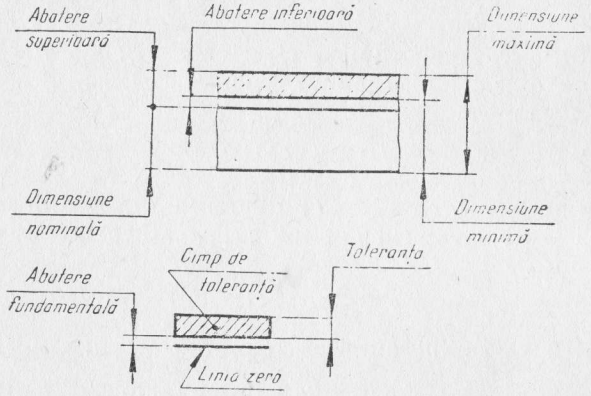


Fig. 1.3. Dimensiuni limită. Cîmp de toleranță.

1.2.3. ABATEREA SUPERIOARĂ ȘI ABATEREA INFERIOARĂ

Întrucît, așa cum s-a arătat, o dimensiune este caracterizată prin valoarea ei nominală, valorile limită sînt definite

în funcție de această valoare nominală prin abateri limită: abatere superioară și abatere inferioară (fig. 1.3).

Abaterea superioară — notată cu A_s pentru alezaje și cu a_s pentru arbori — este definită ca diferența algebrică dintre dimensiunea maximă și dimensiunea nominală

$$A_s = D_{max} - N, \tag{1.3}$$

Abaterea inferioară — notată cu A_i pentru alezaje și cu a_i pentru arbori — este definită ca diferența algebrică dintre dimensiunea minimă și dimensiunea nominală.

$$A_i = D_{min} - N. \tag{1.4}$$

Pentru manetonul arborelui cotit considerat mai înainte, care are diametrul nominal 80 mm, se poate deci scrie:

$$a_s = 79{,}97 - 80 = -0{,}03 \text{ mm};$$

$$a_i = 79{,}94 - 80 = -0{,}06 \text{ mm}.$$

Toleranța poate fi exprimată și prin diferența dintre abaterea superioară și abaterea inferioară, deoarece prin scăderea, membru cu membru a relațiilor (1.3) și (1.4) și ținînd seama de (1.2), va rezulta:

$$a_s - a_i = D_{max} - D_{min} = T. \tag{1.5}$$

Pentru exemplul de mai înainte, se poate scrie:

$$T = a_s - a_i = -0{,}03 - (-0{,}06) =$$

$$-0{,}03 + 0{,}06 = 0{,}03 \text{ mm};$$

$$D_{max} = N + a_s; \tag{1.6}$$

$$D_{min} = N + a_i. \tag{1.7}$$

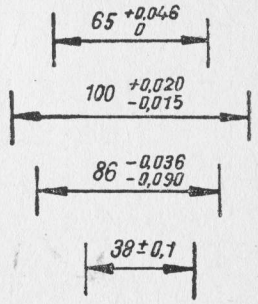


Fig. 1.4. Indicarea pe desen a abaterilor limită.

Limitele între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă se prescriu în desene indicînd abaterile limită, în conformitate cu prevederile din STAS 6265-67.

În fig. 1.4 se dau exemple de înscriere a abaterilor limită.

1.3. CÎMPURI DE TOLERANȚĂ

1.3.1. ALEZAJE ȘI ARBORI

În îmbinarea dintre două piese, suprafețele care se îmbină, indiferent de forma lor — plană, cilindrică, conică, netede, cu caneluri, dințate etc. — se numesc convențional: *alezaje* dacă sînt suprafețe interioare unei piese și cuprind piesa conjugată și *arbori* dacă sînt suprafețe exterioare unei piese și sînt cuprinse de piesa conjugată.

În fig. 1.5 se arată o asamblare dintre o pană și o canelură, pana corespunzînd arborelui, iar canelura alezajului.

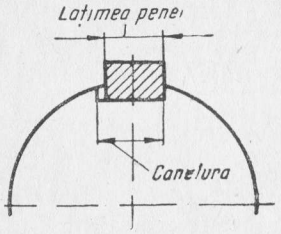


Fig. 1.5. Asamblarea unei pene.

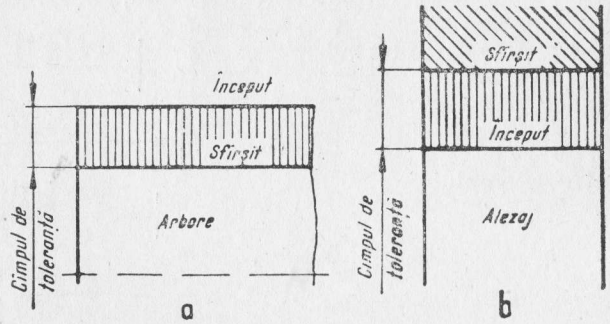


Fig. 1.6. Reprezentarea cîmpului de toleranță:
a — arbore (scula intră în cîmpul de toleranță prin limita superioară); *b* — alezaj (scula intră în cîmpul de toleranță prin limita inferioară).

La prelucrarea pieselor, cotele prescrise pentru arbore sînt obținute prin micșorarea treptată a dimensiunilor arborelui, iar cotele prescrise pentru alezaj sînt obținute prin mărirea treptată a dimensiunilor alezajului. De aceea la

prelucrarea unui arbore, scula intră în cîmpul de toleranță prin limita superioară a cîmpului de toleranță (abaterea superioară), fig. 1.6, *a*, iar la prelucrarea unui alezaj scula intră în cîmpul de toleranță prin limita inferioară a cîmpului de toleranță (abaterea inferioară), fig. 1.6, *b*.

Din această cauză, limita superioară a cîmpului de toleranță la arbore și limita inferioară a cîmpului de toleranță la alezaj se mai numesc și începutul cîmpului de toleranță. La prelucrarea unui arbore, scula iese din cîmpul de toleranță prin limita inferioară, iar la prelucrarea unui alezaj prin limita superioară a cîmpului de toleranță. Din această cauză, limita inferioară a cîmpului de toleranță la arbore și limita superioară a cîmpului de toleranță la alezaj se mai numesc și sfîrșitul cîmpului de toleranță.

Cînd scula de finisare nu a ajuns la începutul cîmpului de toleranță sau a trecut de sfîrșitul cîmpului de toleranță, piesa finită respectivă va fi rebutată. Trebuie menționat că în primul caz piesa mai poate fi remaniată (rebutul este remediabil), pe cînd în al doilea caz rebutul este definitiv.

Concluzia practică este că scula nu trebuie apropiată prea mult de sfîrșitul cîmpului de toleranță.

1.3.2. ELEMENTELE CARE INFLUENȚEAZĂ VARIAȚIA DIMENSIUNILOR

Piesele utilizate în construcția de mașini pot fi executate prin așchiere (strunjire, frezare, rectificare etc.), prin matrițare, prin turnare etc.

Elementele care influențează dimensiunile piesei prelucrate nu sînt stabile în cursul procesului tehnologic și, ca urmare, dimensiunile pieselor obținute nu sînt identice.

În cele ce urmează se vor analiza principalii factori care influențează dimensiunile pieselor în procesul de prelucrare prin așchiere.

Semifabricatele. Un prim factor îl constituie dimensiunile variabile ale semifabricatelor în limitele toleranțelor admise pentru ele. Din această cauză la o prindere automată sau semiautomată a semifabricatelor pe mașina-unealtă este inevitabilă o împingere înapoi a sculei și deci dimensiunile obținute la piese executate din semifabricate diferite vor fi diferite.

Pentru a obține produse cu dimensiuni cît mai apropiate trebuie ca, la primele operații (turnare, forjare, degroșare), dimensiunile pieselor să fie obținute cît mai uniform, ceea ce va ușura foarte mult obținerea preciziei în prelucrările următoare.

O anumită influență o are și neomogenitatea materialului prelucrat, deoarece materialul mai moale, la o reglare identică a mașinii-unelte, efectuează o împingere mai slabă asupra cuțitului și stratul desprins va fi mai gros.

Mașina-unealtă și dispozitivele. Acestea nu au rigiditate absolută, în procesul prelucrării ele fiind supuse unor deformații în funcție de efortul și de adîncimea de așchiere.

De asemenea temperatura mașinii-unelte și dispozitivelor de lucru, variind în timpul prelucrării, influențează asupra dimensiunilor mașinii și asupra poziției semifabricatului față de cuțit și deci asupra grosimii așchiei.

Sculele așchietoare. În perioada dintre două ascuțiri are loc o uzură inevitabilă a sculelor și, ca urmare, micșorarea adîncimii de așchiere, ceea ce produce o modificare a dimensiunilor.

Cu ocazia înlocuirii sculei sînt inevitabile necoincidențe de fixare și abateri de formă ale sculei noi, ceea ce produce de asemenea într-o anumită măsură variația dimensiunilor pieselor prelucrate pe aceeași mașină-unealtă.

Se poate trage deci următoarea concluzie: precizia prelucrării crește cu creșterea rigidității mașinii-unelte, cu micșorarea eforturilor de așchiere, cu mărirea rezistenței la uzură a sculei așchietoare, cu creșterea omogenității materialului și cu menținerea, în limita posibilităților, a condițiilor stabile la prelucrare. Deci pentru a obține dimensiuni precise, semifabricatele cu adaosuri de prelucrare mai mari sînt supuse la o serie de operații, micșorîndu-se în mod treptat avansul de așchiere al sculei și adîncimea stratului desprins și asigurîndu-se astfel dimensiunile pieselor în limitele cîmpului de toleranță prescris.

1.3.3. REPARTIZAREA DIMENSIUNILOR ÎN CÎMPUL DE TOLERANȚĂ

Pentru a combate într-o oarecare măsură efectul uzurii sculelor așchietoare și pentru a prelungi intervalul de timp dintre două reascuțiri ale sculei, mașina-unealtă se reglează

în așa fel, încît, la primele piese prelucrate, vîrful sculei să ajungă spre sfîrșitul cîmpului de toleranță. În felul acesta, scula poate rămîne în funcțiune pînă cînd, prin uzură, vîrful ei ajunge la începutul cîmpului de toleranță.

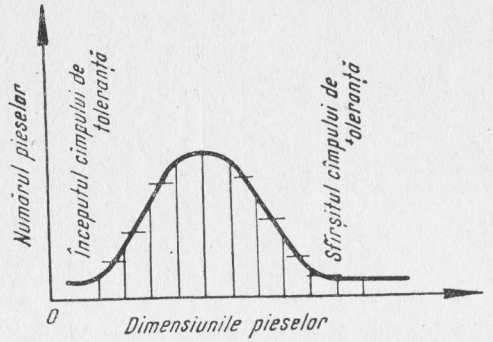


Fig. 1.7. Repartizarea dimensiunilor în cîmpul de toleranță.

Întrucît, după cum s-a arătat mai înainte, condițiile de prelucrare a pieselor nu rămîn identice, rezultă o anumită variație a dimensiunilor lor efective, chiar dacă aceste dimensiuni se găsesc în limitele cîmpului de toleranță.

Experiența arată că, în cazul unui proces tehnologic corect, la mijlocul cîmpului de toleranță se va găsi un număr mai mare de piese decît la extremitățile cîmpului de toleranță (fig. 1.7), curba de variație fiind cunoscută sub denumirea de curba lui Gauss.

În unele cazuri, curba este deplasată spre începutul cîmpului de toleranță. Aceasta se explică prin faptul că personalul tehnic, în dorința de a îndepărta prelucrarea de la sfîrșitul cîmpului și deci de a evita un rebut, a luat măsură în această direcție.

În alte cazuri, la arbori, curba este deplasată spre sfîrșitul cîmpului de toleranță, ceea ce se explică prin aceea că mașina a fost reglată cu ajutorul unor piese prelucrate care se aflau la o temperatură mai înaltă și cu ajutorul unor instrumente de măsurare aflate la o temperatură mai joasă. Piesele răcindu-se după prelucrare, curba s-a deplasat.

În general, la deplasarea curbei mai pot contribui și neglijențele în executarea măsurărilor sau alte fenomene

care determină o deplasarea sistematică într-un singur sens, spre deosebire de cauzele accidentale, care acționează atît într-un sens, cît și în celălalt.

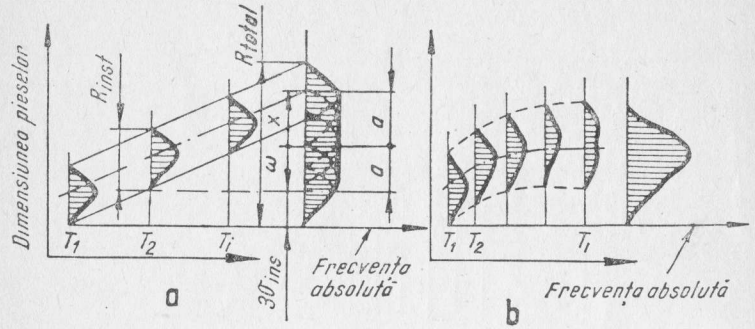


Fig. 1.8. Diagrame în cadrul procesului de prelucrare:
a — în cazul uzurii uniforme a sculei aşchietoare; *b* — în cazul uzurii neuniforme a sculei aşchietoare şi în prezenţa altor erori sistematice schimbătoare.

Fig. 1.8, *a* reprezintă diagrama procesului unei prelucrări mecanice unde în afară de erorile întîmplătoare mai intervine și uzura dimensională uniformă a sculei. Pe axa ordonatelor sînt indicate dimensiunile pieselor, iar pe axa absciselor timpurile T_1, $T_2 \ldots T_i$ cînd au fost înregistrate dimensiunile. Timpul necesar pentru executarea unui mic lot de piese prezentat pe diagramă este atît de mic, încît nu influențează forma curbei, însă dimensiunile cresc în timp pe măsura uzurii uniforme a sculei aşchietoare.

Din această cauză curba distribuției dimensiunilor tuturor pieselor executate în timpul unui singur reglaj, folosind aceeași sculă, pînă la reascuțire, devine aplatisată la vîrf. Atunci cînd în cursul procesului de prelucrare mecanică în afară de erorile întîmplătoare mai intervine și o uzură dimensională neuniformă a sculei, diagrama va căpăta forma din fig. 1.8, *b*.

1.3.4. INFLUENȚA TEMPERATURII ȘI EFORTURILOR DE MĂSURARE ASUPRA DIMENSIUNILOR

Pentru a stabili dacă dimensiunile sînt între limitele prescrise este necesar ca la măsurarea pieselor să se țină seama de un factor important — temperatura.

În principiu măsurarea pieselor trebuie să se facă la 20°C — temperatura de referință — temperatură la care să se găsească atît piesa de măsurat cît și mijlocul de măsurare.

Această temperatură nu este întotdeauna realizabilă în practică (de ex. la măsurarea pieselor în timpul prelucrării).

Este necesar, în aceste cazuri, să se ia în considerare atît diferența între temperatura la care se face măsurarea și temperatura de referință (în cazul în care piesa și mijlocul de măsurare sînt din materiale cu coeficienți de dilatare diferiți), cît și diferența între temperatura piesei și a mijlocului de măsurare (chiar dacă piesa și mijlocul de măsurare sînt din același material).

Erorile produse din cauza variației de temperatură pot fi destul de apreciabile și este neapărat necesar, pentru obținerea unor rezultate juste și pentru a nu rebuta piese corecte sau a nu accepta piese necorespunzătoare, să se facă corecțiile necesare.

De asemenea, trebuie să se aibă în vedere și efectul pe care îl au solicitările mecanice, pe care le suportă instrumentele de măsură în timpul măsurării, asupra rezultatului acestor măsurări.

Dacă unele instrumente, ca micrometrele, sînt prevăzute cu mecanisme de limitare a apăsărilor, pentru altele, ca de ex. calibrele, este necesar să se respecte instrucțiunile de verificare (măsurare numai sub acțiunea greutății proprii sau sub o sarcină suplimentară precis determinată, depinzînd atît de mijlocul de măsurare, cît și de duritatea materialului piesei măsurate).

1.4. UNITATEA DE TOLERANȚĂ

Mărimea absolută a toleranței cu care se prelucrează o piesă nu ne dă nici o indicație asupra gradului de precizie a prelucrării. Prelucrarea cu o anumită toleranță poate fi considerată ca grosolană pentru o anumită dimensiune și ca fină pentru altă dimensiune. De exemplu, prelucrarea unui arbore cu diametrul de 5 mm cu o toleranță de 0,08 mm se consideră ca o prelucrare grosolană, în timp ce la un arbore cu diametrul de 300 mm aceeași toleranță caracterizează o prelucrare fină.

Aceasta se explică prin faptul că procesul tehnologic necesar pentru realizarea unei toleranțe depinde de dimensiunea piesei. Prelucrarea pieselor pe mașini-unelte devine din ce în ce mai complicată și mai costisitoare pe măsură ce dimensiunile pieselor cresc, iar toleranțele lor se micșorează.

De altfel și felul în care aceeași toleranță influențează comportarea piesei în exploatare diferă după dimensiunile piesei respective.

În urma unor cercetări și experimentări sistematice în domeniul prelucrărilor mecanice de piese s-a stabilit că precizia de execuție și în consecință și toleranța T variază în funcție de dimensiunea respectivă, conform relației

$$T = C\sqrt[x]{D} + C_1 D,$$

în care:

T este exprimată în μm și

D — diametrul alezajului sau arborelui la care se referă toleranța, în mm;

x variază în limitele 2,5—3,5 iar coeficientul C este de 4,5 pentru arbori rectificați. Termenul C_1D reprezintă erorile de măsurare provocate de deformațiile elastice ale materialului pieselor și calibrelor și de diferențele de temperatură între ele.

Această relație permite exprimarea toleranței în unități de toleranțe notate cu i care sînt funcție numai de dimensiunea nominală și servesc ca bază de determinare a toleranțelor fundamentale.

În funcție de unitate de toleranță, toleranța se determină cu ajutorul relației

$$T = ai, \qquad (1.10)$$

în care a reprezintă numărul de unități de toleranță și caracterizează precizia de execuție.

În cazul exemplului de la începutul acestui paragraf, numărul de unități de toleranță se determină astfel:

— pentru arborele de 300 mm:

$$a = \frac{80}{0{,}45\sqrt[3]{300} + 0{,}001 \times 300} = \frac{80}{0{,}45 \times 6{,}70 + 0{,}001 \times 300} = \frac{80}{3{,}315} \approx 24 \text{ unități;}$$

— pentru arborele de 5 mm:

$$a = \frac{80}{0{,}45\sqrt[3]{5} + 0{,}001 \times 5} = \frac{80}{0{,}45 \times 1{,}7 + 0{,}001 \times 5} = \frac{80}{0{,}77} \approx 104 \text{ unități.}$$

Din aceste relații, rezultă că precizia de prelucrare la arborele de 300 mm este mult mai mare față de precizia de prelucrare la arborele de 5 mm, întrucît numărul de unități de toleranță la arborele de 300 mm este mult mai mic decît la arborele de 5 mm.

1.5. JOC. STRÎNGERE. AJUSTAJ

La asamblarea diferitelor piese de mașini trebuie să se țină seama de modul de funcționare a subansamblului respectiv.

Astfel, la un motor cu ardere internă, asamblarea cămășii cilindrului cu corpul motorului trebuie să asigure o legătură suficient de rezistentă, care să împiedice însă o anumită deformare a cămășii cilindrului și a corpului în urma dilatărilor termice. De asemenea, asamblarea între fusul unui ax și lagărul respectiv trebuie să asigure în același timp soliditatea asamblării și o rotire ușoară, fără jocuri prea mari.

Prin joc, se înțelege diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare ale alezajului și arborelui în cazul în care această diferență este pozitivă (fig. 1.9).

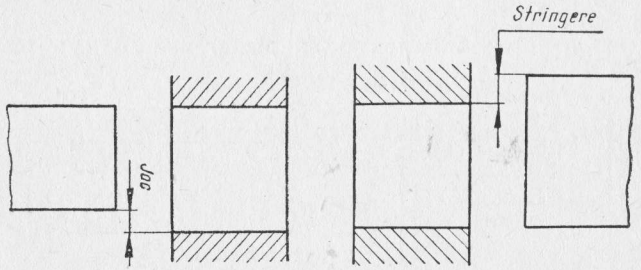


Fig. 1.9. Joc.

Fig. 1.10. Strîngere.

Cînd diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare ale alezajului și arborelui este negativă, valoarea absolută a acestei diferențe se numește strîngere (fig. 1.10).

Așa cum s-a arătat anterior o dimensiune nu poate fi realizată la valoarea ei nominală datorită impreciziei procesului tehnologic. Ca urmare, la prelucrarea unei serii de piese de tip arbore avînd aceeași dimensiune nominală vor rezulta dimensiuni efective variind între d_{min} și d_{max}, iar la prelucrarea unei serii de piese de tip alezaj vor rezulta dimensiuni efective între D_{min} și D_{max}.

Îmbinînd piesele din aceste serii, două cîte două — o piesă de tip arbore cu o piesă de tip alezaj — luate la întîmplare, vor rezulta jocuri sau strîngeri diferite.

Relația dintre alezaj și arbore exprimată ca diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare ale celor două piese, se numește ajustaj.

1.6. CLASIFICAREA AJUSTAJELOR

Se deosebesc trei tipuri de ajustaje: cu joc, cu strîngere și intermediare (de trecere).

Ajustaje cu joc. Sînt ajustaje care asigură totdeauna un joc, cîmpul de toleranță al alezajului fiind în întregime deasupra cîmpului de toleranță al arborelui (fig. 1.11).

Într-un ajustaj cu joc diferența dintre dimensiunea maximă a alezajului și dimensiunea minimă a arborelui se numește joc maxim, iar diferența dintre dimensiunea minimă a alezajului și dimensiunea maximă a arborelui se numește joc minim.

Ajustajele cu joc se caracterizează deci prin prezența, între suprafețele de contact, a unui joc minim prescris, care asigură posibilitatea de deplasare relativă a pieselor.

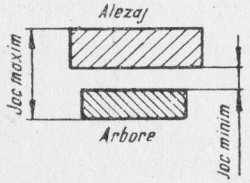


Fig. 1.11. Ajustaj cu joc.

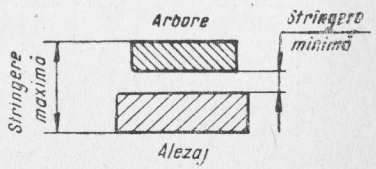


Fig. 1.12. Ajustaj cu strîngere.

Ajustaje cu strîngere. Sînt ajustaje care asigură totdeauna o strîngere, cîmpul de toleranță al alezajului fiind în întregime dedesubtul cîmpului de toleranță al arborelui (fig. 1.12).

Strîngerea este maximă la asamblarea unui arbore avînd diametrul maxim cu un alezaj avînd diametrul minim, și minimă în cazul asamblării dintre un alezaj avînd diametrul maxim și un arbore avînd diametrul minim.

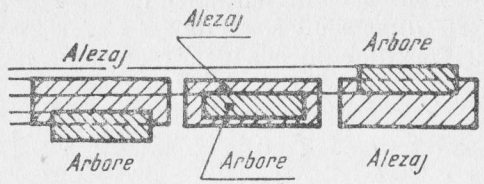


Fig. 1.13. Ajustaje intermediare.

Ajustajele cu strîngere se caracterizează deci prin prezența, între suprafețele de contact, a unei strîngeri minime prescrise, care împiedică deplasarea pieselor după asamblare.

La acest fel de ajustaje, strîngerea realizează o legătură fixă a pieselor, fără utilizarea elementelor de fixare, ca pene, șuruburi etc. Legătura fixă se obține, în cazul acesta, datorită deformării elastice a materialului, produsă în timpul asamblării pieselor.

Ajustaje intermediare (de trecere). Sînt ajustaje la care poate rezulta fie un joc, fie o strîngere, întrucît cîmpurile de toleranță ale alezajului și arborelui se suprapun parțial sau total (fig. 1.13). Dacă însă este necesar să se obțină o asamblare fixă în cazul acestor ajustaje, se vor utiliza piese de fixare ajutătoare, ca pene sau șplinturi.

1.7. TOLERANȚELE AJUSTAJELOR

În baza definițiilor date mai înainte, jocul și strîngerea pot fi exprimate prin următoarele relații:

$$J = D - d; \tag{1.13}$$

$$S = d - D, \tag{1.14}$$

în care:

D este diametrul alezajului.

d — diametrul arborelui.

De aici rezultă că jocul poate fi considerat ca o strîngere negativă, adică $J = -S$. Întrucît în cazul interschimbabilității

complete, piesele care urmează a fi asamblate sînt luate la întîmplare, vor rezulta, în cadrul aceluiași lot de fabricație, jocuri și strîngere de diferite valori.

Strîngerile cele mai mari și jocurile cele mai mici vor fi obținute cînd arborele cu dimensiunea maximă va fi asamblat cu alezajul cu dimensiunea minimă.

Strîngerile maxime se calculează cu relația:

$$S_{max}=d_{max}-D_{min}, \tag{1.15}$$

iar jocurile minime cu relația:

$$J_{min}=D_{min}-d_{max}. \tag{1.16}$$

Strîngerile cele mai mici și jocurile cele mai mari vor fi obținute cînd arborele cu dimensiunea minimă va fi asamblat cu alezajul cu dimensiunea maximă.

Strîngerile minime se calculează cu relația:

$$S_{min}=d_{min}-D_{max}, \tag{1.17}$$

iar jocurile maxime cu relația:

$$J_{max}=D_{max}-d_{min}. \tag{1.18}$$

Strîngerea și jocul, reprezentînd lungimi, se pot introduce noțiunile de toleranță a strîngerii și toleranță a jocului.

Toleranța strîngerii T_s este diferența dintre strîngerea maximă și strîngerea minimă, iar toleranța jocului T_j este diferența dintre jocul maxim și jocul minim.

Se pot scrie deci:

$$T_s=S_{max}-S_{min}, \tag{1.19}$$

$$T_j=J_{max}-J_{min}. \tag{1.20}$$

Înlocuind, în aceste două relații, valorile limită ale strîngerilor și jocurilor cu valorile lor din relațiile (1.15)...(1.18), se obține:

$$T_s=(d_{max}-D_{min})-(d_{min}-D_{max})=(d_{max}-d_{min})+$$
$$+(D_{max}-D_{min})=T_d+T_D; \tag{1.21}$$

$$T_j=(D_{max}-d_{min})-(D_{min}-d_{max})=(D_{max}-D_{min})+$$
$$+(d_{max}-d_{min})=T_D+T_d. \tag{1.22}$$

Din ultimele două relații, rezultă că toleranța strîngerii și toleranța jocului sînt egale cu suma toleranțelor alezajului și arborelui.

Toleranța ajustajului este diferența dintre jocurile, respectiv strîngerile, maxime și minime și este egală cu suma aritmetică a toleranțelor celor două elemente ale unui ajustaj.

Valorile limită ale strîngerilor și jocurilor pot fi exprimate și cu ajutorul dimensiunilor nominale și abaterilor limită astfel:

$$D_{max}=N+A_s; \qquad D_{min}=N+A_i; \tag{1.23}$$

$$d_{max}=N+a_s; \qquad d_{min}=N+a_i. \tag{1.24}$$

Dimensiunea nominală N, fiind aceeași atît pentru arborii cît și pentru alezajele unui același ajustaj, strîngerile și jocurile se calculează astfel:

$$S_{max}=(N+a_s)-(N+A_i)=(N-N)+a_s-A_i=a_s-A_i; \tag{1.25}$$

$$S_{min}=(N+a_i)-(N+A_s)=(N-N)+(a_i-A_s)=a_i-A_s; \tag{1.26}$$

iar

$$J_{min}=(N+A_i)-(N+a_s)=(N-N)+(A_i-a_s)=A_i-a_s; \tag{1.27}$$

$$J_{max}=(N+A_s)-(N+a_i)=(N-N)+(A_s-a_i)=A_s-a_i. \tag{1.28}$$

Pe baza acestor relații, se pot enunța următoarele concluzii în legătură cu strîngerile și jocurile limită;

— ajustajele cu strîngere maximă și cele cu joc minim se obțin cînd diametrele pieselor în contact se află la începutul cîmpurilor de toleranță;

— ajustajele cu strîngere minimă și cele cu joc maxim se obțin cînd diametrele pieselor în contact se află la sfîrșitul cîmpurilor de toleranță.

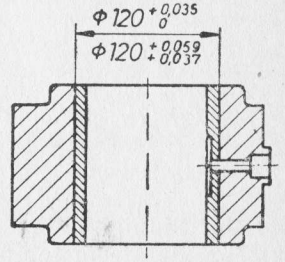


Fig. 1.14. Lagăr de alunecare cu bucșă presată.

În cele ce urmează se vor analiza două exemple de calcul.

Exemplul I. Se consideră un lagăr de alunecare format din corpul propriu-zis și o bucșă presată (fig. 1.14). Diametrul exterior al bucșei $d=120^{+0,059}_{+0,037}$, iar diametrul alezajului corpului propriu-zis este

$D=120^{+0,035}_{0}$ mm. Să se calculeze toleranța ajustajului cu strîngere care rezultă.

Toleranța strîngerii se calculează din relația (1.19):

$$T_s=S_{max}-S_{min}=(120{,}059-120)-(120{,}037-120{,}035)=0{,}059-$$

$$-0{,}002=0{,}057 \text{ mm, sau conform relației (1.21):}$$

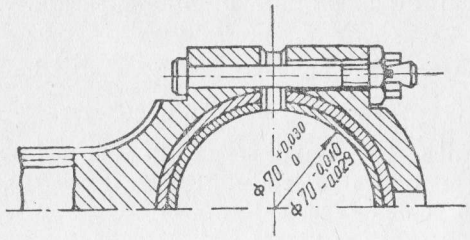


Fig. 1.15. Îmbinarea capului bielei.

$T_s=T_d+T_D=0{,}022+0{,}035=0{,}057$ mm, ceea ce constituie o verificare a relației (1.19).

Exemplul II. Se consideră îmbinarea dintre arborele cotit al unui tractor și capul bielei (fig. 1.15). Diametrul arborelui cotit este $d=70^{-0,010}_{-0,029}$ mm, iar diametrul alezajului capului bielei este $D=70^{+0,030}_{0}$ mm

Să se calculeze toleranța ajustajului cu joc care rezultă.

Calculul toleranței jocului se face conform relației (1.20):

$$T_j=J_{max}-J_{min}=(70{,}030-69{,}971)-(70-69{,}990)=(0{,}059-0{,}010)=$$

$$=0{,}049 \text{ mm, sau conform relației (1.22):}$$

$$T_j=T_D+T_d=(70{,}030-70)+(69{,}990-69{,}971)=0{,}030+0{,}019=0{,}049 \text{ mm.}$$

1.8. JOCURILE ȘI STRÎNGERILE LA TEMPERATURA DE REGIM

Dimensiunile indicate pe desen pentru diferitele piese sînt considerate la temperatura 20°C, care este temperatură de referință.

De asemenea, diferența dimensiunilor pieselor asamblate, diferență care caracterizează ajustajul respectiv, trebuie considerată și ea la temperatura de referință.

În exploatare însă această temperatură nu poate fi menținută pentru piesele în funcționare.

Dacă ambele piese asamblate au aceeași temperatură, iar coeficientul lor de dilatare este identic, atunci ajustajul

rămîne neschimbat. Cînd însă cele două piese asamblate au coeficienți de dilatare diferiți se deosebesc două categorii de jocuri și strîngeri:

— jocuri și strîngeri la temperatura de referință, care mai sînt numite și jocuri și strîngeri „constructive" sau „reci";

— jocuri și strîngeri la temperatura de funcționare a pieselor, adică la așa-numită temperatură de regim.

Astfel, temperatura de regim la funcționarea unora dintre piesele unui avion poate varia între —60°C și +200°C și chiar mai mult, ultima temperatură fiind cea la care funcționează pistoanele și segmenții motorului.

Din această cauză este necesar ca, la stabilirea toleranței lor, să fie analizate și ajustajele corespunzătoare temperaturii de regim, pentru a asigura comportarea corectă a asamblării în timpul funcționării.

Pentru a lămuri aceste lucruri, în cele ce urmează, se vor analiza trei exemple.

Exemplul I. Se consideră un piston de motor, la care dimensiunea nominală a canalului și a segmentului de piston este de 20 mm, segmentul fiind executat din fontă, care are coeficientul de dilatare $\alpha_f=10\cdot10^{-6}$, iar pistonul din aluminiu care are coeficientul de dilatare $\alpha_{AL}=25\cdot10^{-6}$.

Jocul de exploatare J_e, la temperatura de 300°C, trebuie să varieze între 0,25 mm și 0,33 mm. Se cere să se determine jocul constructiv (jocul „rece") J_c.

Rezolvare. Variația jocului constructiv în timpul exploatării este egală cu diferența dintre dilatarea canalului și a segmentului, adică:

$$J_e-J_c=\alpha_{AL}(t_e-20°)N-\alpha_f(t_e-20°)N,$$

unde t_e este temperatura de exploatare (t_e=300°C);

N — dimensiunea nominală a canalului și a segmentului.

Rezultă:

$$J_c=J_e-N[\alpha_{AL}(t_e-20°)-\alpha_f(t_e-20°)];$$

$$J_c=J_e-(\alpha_{AL}-\alpha_f)(t_e-20°)N.$$

Înlocuind valorile numerice ale mărimilor din relația de mai înainte, se obține:

$J_c=J_e-20(25-10)\times10^{-6}(300-20)=J_e-300\times280\times10^{-6}=J_e-0{,}084$ mm.

Deci, jocul constructiv va fi:

$$J_{max}=0{,}33-0{,}084=0{,}246 \text{ mm;}$$

$$J_{min}=0{,}25-0{,}084=0{,}166 \text{ mm.}$$

Exemplul II. Se consideră asamblarea piston-cilindru din fig. 1.16. Jocul de exploatare trebuie să asigure pistonului posibilitatea de a exe-

cuta mişcarea alternativă la temperatura cea mai înaltă a pistonului Pentru a realiza o micşorare cît mai mare a frecării dintre piston şi cilindru, jocul trebuie să fie cît mai mare. Însă un joc mărit provoacă un consum de ulei exagerat, cum şi bătaia şi uzura pistonului din cauza deplasărilor transversale ale pistonului în punctele moarte.

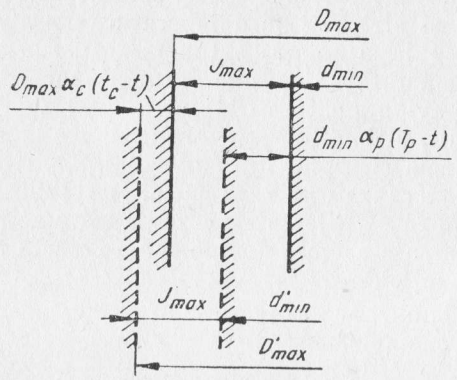


Fig. 1.16. Jocul dintre piston şi cilindru în cazul deformaţiilor termice.

În practica construcţiei de motoare uşoare cu ardere internă, jocul de exploatare maxim dintre cilindru şi piston se ia de obicei de 0,0015 mm pînă la 0,002 mm pe un milimetru din diametrul nominal al asamblării. În partea superioară a pistonului, în dreptul segmenţilor, jocul de exploatare maxim trebuie să fie de circa 0,002 mm pînă la 0,003 mm, pe un milimetru din diametrul nominal al asamblării.

Într-un motor cu un cilindru avînd diametrul de 150 mm, jocul de exploatare maxim va fi, conform celor arătate:

$$J_{e\ max}=(0{,}0015\ldots 0{,}002)\times 150=0{,}22\ldots 0{,}30\text{ mm},$$

iar jocul în partea superioară va fi:

$$J_{e\ max}=(0{,}002\ldots 0{,}003)\times 150=0{,}3\ldots 0{,}45\text{ mm}.$$

Se cere să se determine jocul constructiv în cazul în care montarea se face la temperatura de 15°C, coeficientul de dilatare al materialului (oţel) din care este executat cilindrul este de $11\cdot 10^{-6}$, iar coeficientul de dilatare al materialului (aluminiu) din care este executat pistonul este de $22\cdot 10^{-6}$.

Rezolvare. Motorul fiind răcit cu apă, temperatura cilindrului poate fi considerată $t'_e=110$°C, iar temperatura pistonului $t_e=180$°C.

Se aplică aceeaşi relaţie ca şi în exemplul anterior:

$$J_e-J_e=\alpha_{OL}(t'_e-15)N-\alpha_{AL}(t_e-15)N,$$

în care:

t_e este temperatura de regim a pistonului (180°C);

t'_e — temperatura de regim a cilindrului (110°C);

N — dimensiunea nominală a asamblării (150 mm).

Înlocuind se obţine:

$$J_e=J_e-N\cdot[\alpha_{OL}(t'_e-15)-\alpha_{AL}(t_e-15)]=J_e-150(11\cdot 10^{-6}\cdot 95-22\cdot 10^{-6}\cdot\cdot 165)=J_e-15\cdot 11\cdot 10^{-5}(95-2\cdot 165)=J_e-15\cdot 11\cdot 10^{-5}(-235)=$$
$$=J_e+0{,}39\text{ mm}.$$

Jocul constructiv va fi:

$$J_{max}=0{,}30+0{,}39=0{,}69\text{ mm};$$
$$J_{min}=0{,}22+0{,}39=0{,}61\text{ mm}.$$

În partea superioară, în dreptul segmenţilor, jocul constructiv va fi:

$$J'_{max}=0{,}45+0{,}39=0{,}84\text{ mm};$$

$$J'_{min}=0{,}30+0{,}39=0{,}69\text{ mm}.$$

Exemplul III. Un arbore de oţel avînd diametrul 100 mm se roteşte într-un lagăr executat din aliaj antifricţiune. Jocul de exploatare a lagărului variază între 0,1 mm şi 0,2 mm. Să se determine jocul constructiv al lagărului ştiind că temperatura de funcţionare poate scădea la −20°C. Montarea ansamblului s-a efectuat la 20°C. Coeficientul de dilatare a aliajului antifricţiune $\alpha_{AL}=24\cdot 10^{-6}$, coeficientul de dilatare a oţelului $\alpha_{OT}=11\cdot 10^{-6}$.

Rezolvare. După cum s-a arătat mai înainte

$$J_e=J_c-\alpha_{AL}(t_e-20°)N-\alpha_{OL}(t_e-20°)N$$
$$J_e=J_c-100\cdot(-20-20)(24\cdot 10^{-6}-11\cdot 10^{-6})=J_c-13\cdot 10^{-4}\cdot(-40)=$$
$$=J_c+0{,}052\text{ mm}.$$

Jocul constructiv va fi:

$$J_{max}=0{,}2+0{,}052=0{,}252\text{ mm};$$
$$J_{min}=0{,}1+0{,}052=0{,}152\text{ mm}.$$

1.9. REPREZENTAREA GRAFICĂ A CÎMPURILOR DE TOLERANŢĂ ŞI AJUSTAJELOR

La reprezentarea grafică a toleranţelor şi a ajustajelor trebuie să se ţină seama de faptul că toleranţele, abaterile limită, jocurile şi strîngerile sînt cantităţi cu o valoare mult mai mică decît valoarea dimensiunilor nominale. Din această cauză reprezentarea pe aceeaşi schemă a acestor dimensiuni

cu ordine de mărimi atît de diferite nu ar fi posibilă decît la o scară mare, ceea ce ar avea ca efect faptul că dimensiunea nominală ar depăși cadrul unei foi de hîrtie de mărime obișnuită.

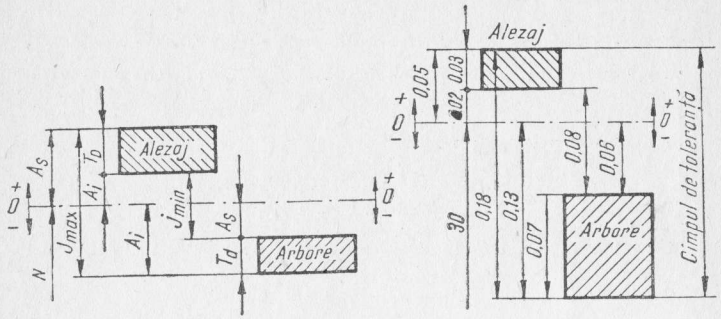


Fig. 1.17. Reprezentarea grafică a ajustajelor și a cîmpurilor de toleranțe.

De aceea, cînd sînt reprezentate grafic cîmpurile de toleranță, dimensiunile nominale nu se figurează la scară. Se trasează linia zero, care este linia de referință față de care se măsoară abaterile, poziția ei fiind determinată de dimensiunea nominală. De la această linie sînt însemnate la distanțele corespunzătoare, abaterile limită care formează cîmpul de toleranță.

Întrucît ambele piese care se asamblează (alezajul și arborele) au aceeași dimensiune nominală, se vor însemna la scară, de la aceeași linie zero, abaterile limită pentru ambele piese. Aceste două cîmpuri de toleranță reprezentate grafic scot în evidență elementele asamblării, adică jocurile sau strîngerile limită, așa cum se vede în fig. 1.17. Abaterile pozitive ale dimensiunilor se trasează deasupra liniei zero, iar cele negative, dedesubt. După cum se vede din figură, abaterile alezajului sînt pozitive, iar cele ale arborelui negative, deci ajustajul este de tipul cu joc.

1.10. SISTEME DE AJUSTAJE

Pentru a ușura munca de proiectare, execuția, fabricarea și aprovizionarea cu mijloace de măsurare (calibre) au fost stabilite sisteme de toleranțe și de ajustaje.

Se utilizează două sisteme de ajustaje: *sistemul alezaj unitar* și *sistemul arbore unitar.*

Sistemul alezaj unitar se caracterizează prin faptul că diferitele jocuri și strîngeri sînt obținute asociind diverși

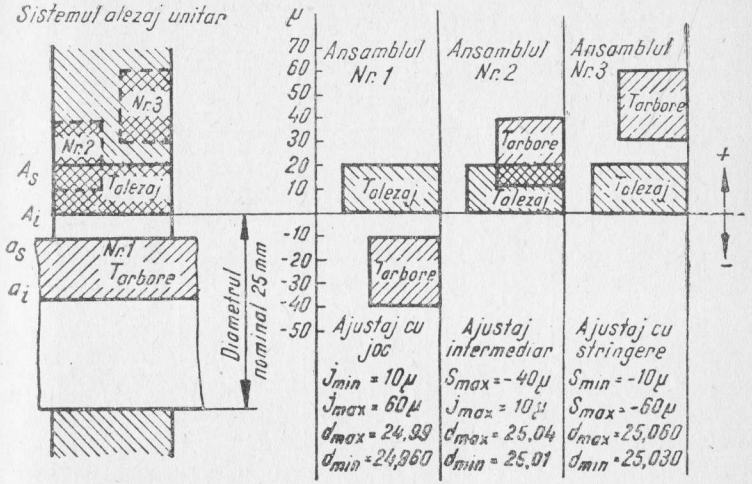


Fig. 1.18. Sistem de ajustaje cu alezaj unitar (jocurile și strîngerile sînt în micrometri).

arbori cu un alezaj unic — piesă de bază —. În fig. 1.18 sînt reprezentate grafic diferite ajustaje în sistemul alezaj unitar, raportate la trei ansambluri diferite ale unui dispozitiv, în cazul unui diametru nominal identic și al unor toleranțe identice ale pieselor care se asamblează. Toleranța alezajului în toate cele trei ajustaje este aceeași și este așezată identic față de linia zero, iar ajustajele se obțin prin variația dimensiunilor arborilor.

Sistemul arbore unitar se caracterizează prin faptul că diferitele jocuri și strîngeri sînt obținute asociind diverse alezaje cu un arbore unic — piesă de bază — (fig. 1.19).

Pentru satisfacerea necesităților curente ale producției, se prevede la fiecare dimensiune nominală — atît pentru piese izolate, cît și pentru ajustaje — pe de o parte o gamă de toleranțe, pe de altă parte o gamă de abateri limită care definesc poziția acestor toleranțe în raport cu linia zero.

În cele de mai sus, începutul cîmpului de toleranță a piesei de bază coincide cu linia zero, adică la alezaj abaterea inferioară este egală cu zero, iar la arbore abaterea superioară

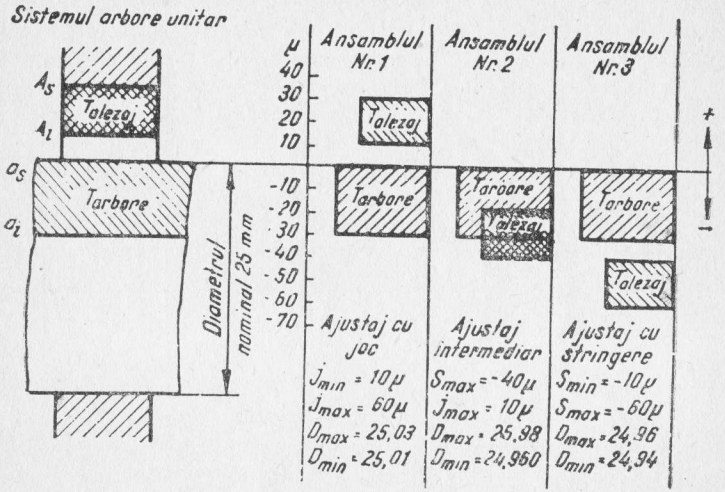


Fig. 1.19. Sistem de ajustaje cu arbore unitar (jocurile și strîngerile sînt în micrometri).

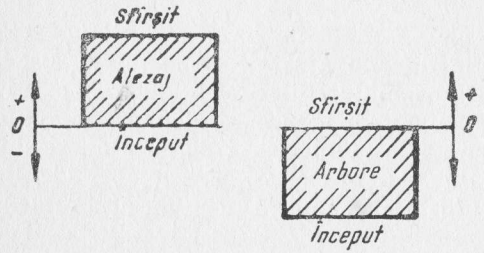


Fig. 1.20. Ajustaj cu cîmp de toleranță asimetric.

este egală cu zero (fig. 1.20). Astfel de sisteme sînt denumite sisteme asimetrice. Spre deosebire de acestea, la sistemele simetrice toleranța piesei de bază este așezată simetric, de o parte și de alta a liniei zero. Sistemele asimetrice prezintă, față de sistemele simetrice, avantajul de a simplifica calculele jocurilor și strîngerilor și de a ușura dotarea întreprinderii executante cu calibrele necesare. De asemenea, și obținerea

interschimbabilității este mai dificilă cînd sistemul de ajustaj este un sistem simetric. Din examinarea fig. 1.21 rezultă că, la sistemele asimetrice, atunci cînd se impune ameliorarea

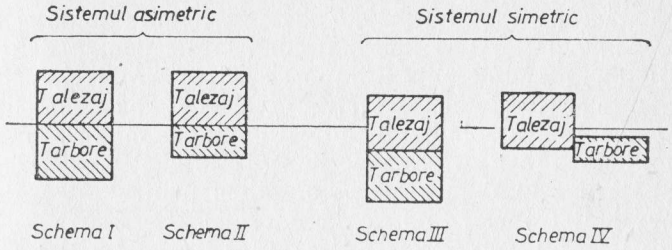


Fig. 1.21. Comparație între sistemul asimetric și sistemul simetric.

calității ajustajului, arborele poate fi prelucrat cu o precizie superioară (toleranță mai mică) fără ca prin această schimbare să se modifice caracterul ajustajului prescris — ajustaj alunecător —, întrucît jocul minim va rămîne neschimbat (schema *I* și *II*). Dacă se efectuează însă aceeași modificare într-un sistem simetric (schemele *III* și *IV*) caracterul ajustajului se modifică devenind un ajustaj intermediar. În afară de acestea, modificarea arătată în cazul unui sistem asimetric face necesară înlocuirea numai a calibrului potcoavă „nu trece", iar în cazul unui sistem simetric înlocuirea ambelor calibre potcoavă „trece" și „nu trece".

2. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE ALE ASAMBLĂRILOR CILINDRICE NETEDE

2.1. SISTEMUL DE TOLERANȚE ISO

2.1.1. GENERALITĂȚI

Sistemul de toleranță adoptat în țara noastră este sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, sistem aplicat în marea majoritate a țărilor industriale ca urmare a acordului la care s-a ajuns în cadrul Organizației Internaționale de Standardizare ISO.

Sistemul este folosit în prezent în țările membre C.A.E.R.

Prin aceasta se obține o unificare a diferitelor sisteme naționale de toleranțe, ceea ce contribuie la ușurarea schimbului internațional din domeniul construcției de mașini.

Sistemul ISO stabilește o gamă de toleranțe fundamentale și o gamă de abateri limită fundamentale pentru definirea poziției acestor toleranțe în raport cu linia zero. Atît valorile toleranțelor fundamentale cît și valorile abaterilor limită fundamentale depind de dimensiunile nominale. Pentru simplificarea calculelor, valorile toleranțelor fundamentale și abaterilor fundamentale se stabilesc pentru intervale de dimensiuni (tabelul 2.1).

Sistemul ISO prevede 18 trepte de precizie simbolizate cu numerele 01; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15 și 16. Pe măsura creșterii numărului crește și mărimea toleranței. Un număr mic înseamnă o toleranță mică și deci o precizie de fabricație ridicată, iar un număr mare înseamnă o toleranță mare și deci o precizie de fabricație mică.

Toleranțele fundamentale se simbolizează prin literele IT și numărul treptei de precizie: IT01; IT0; IT1... IT16.

În tabelul 2.1 sînt date valorile toleranțelor fundamentale pentru dimensiunile de la 1 mm pînă la 500 mm pentru toate cele 18 trepte de precizie.

Valorile toleranțelor fundamentale pentru treptele de precizie 5—16 se calculează pe baza relației indicată în capitolul 1:

$$T = ai$$

în care, pentru sistemul ISO unitatea de toleranță i, în μm, se calculează cu relația $i = 0{,}45\sqrt[3]{D} + 0{,}001\,D$ în funcție de media geometrică (D), exprimată în mm, a limitelor intervalului de dimensiuni nominale, iar numărul unităților de toleranță a este cel prevăzut în tabelul 2.2 în funcție de treapta de precizie.

De exemplu pentru intervalul de dimensiuni nominale 30—50 mm: $D = \sqrt{30 \times 50} = 38{,}73$ mm și deci $i = 0{,}45\sqrt[3]{38{,}73} + 0{,}001 \times 36{,}73 = 1{,}56$ μm. Din tabelul 2.2, valoarea lui IT9 este 40 i deci $40 \times 1{,}56 = 62{,}4$ μm. În sistemul ISO valoarea a fost rotunjită la 62 μm (tabelul 2.1).

Tabelul 2.1

Toleranțe fundamentale IT

Treapta de precizie	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Dimensiunea nominală, mm	Toleranța fundamentală, μm																	
≥ 1 ≤ 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
> 3 ≤ 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
> 6 ≤ 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
> 10 ≤ 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1 100
> 18 ≤ 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1 300
> 30 ≤ 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1 000	1 600
> 50 ≤ 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1 200	1 900
> 80 ≤ 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1 400	2 200
> 120 ≤ 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1 000	1 600	2 500
> 180 ≤ 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1 150	1 850	2 900
> 250 ≤ 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1 300	2 100	3 200
> 315 ≤ 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1 400	2 300	3 600
> 400 ≤ 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1 550	2 500	4 000

Tabelul 2.2

Numărul unităților de toleranță

Treapta de precizie	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Numărul de unități de toleranță, a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1 000

Începînd cu IT6, pentru a se obține toleranța preciziei cu 5 trepte mai grosolane, toleranța fundamentală se multiplică cu 10.

Această regulă se aplică, în caz de necesitate, și pentru toleranțe fundamentale mai mari decît IT16 (de ex. IT17 = 1 600 i). Face excepție IT6 în intervalul peste 3 pînă la 6 mm, în care toleranța fundamentală este rotunjită de la 7,5 μm la 8 μm.

Valorile toleranțelor pentru preciziile 01; 0 și 1 sînt calculate conform tabelului 2.3.

Tabelul 2.3

Relațiile de calcul pentru toleranțe fundamentale IT01; IT0 și IT1

Simbolul toleranței fundamentale	IT01	IT0	IT1
Valori în μm, pentru D, în mm	0,3+0,008 D	0,5+0,012 D	0,8+0,020 D

Valorile toleranțelor fundamentale IT2, IT3, și IT4 sînt eșalonate aproximativ în progresie geometrică între valorile toleranțelor fundamentale IT1 și IT5.

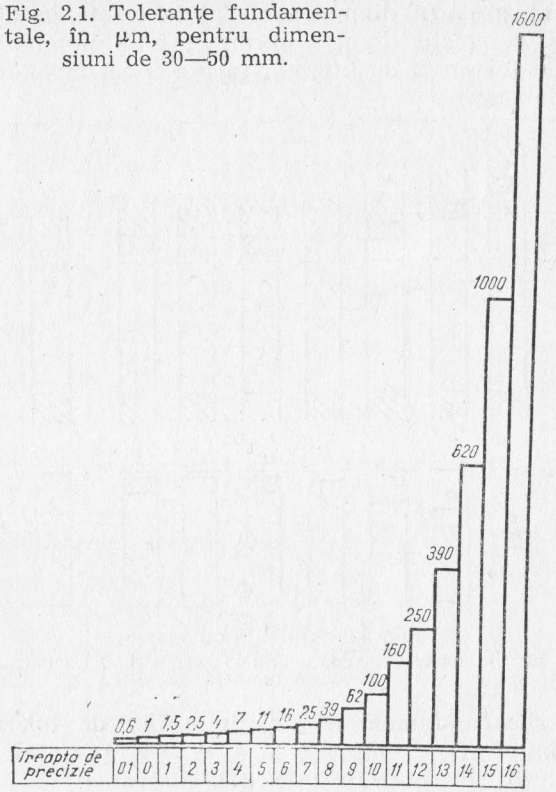
În fig. 2.1 sînt reprezentate grafic toleranțele fundamentale pentru dimensiuni între 30 mm și 50 mm.

Treptele de precizie 01—4 se folosesc în mecanica de precizie și pentru calibre, treptele de precizie 5—11 se folosesc la dimensiunile care formează ajustaje așa cum se va exemplifica în acest capitol, iar treptele de precizie 12—16 se folosesc pentru dimensiuni care nu formează ajustaje.

Valorile toleranțelor din fiecare treaptă de precizie au fost stabilite astfel încît corespund unui același efort tehnologic de prelucrare. De exemplu dacă o dimensiune de 3 mm se obține printr-un anumit procedeu tehnologic în limitele unei toleranțe de 10 μm ceea ce corespunde treptei de precizie 7 atunci prin același procedeu tehnologic o dimensiune de 40 mm se va obține în limitele unei toleranțe de 25 μm — deci tot în treapta de precizie 7.

Poziția cîmpului de toleranță în raport cu linia zero este funcție de dimensiunea nominală și se simbolizează printr-o

Fig. 2.1. Toleranțe fundamentale, în μm, pentru dimensiuni de 30—50 mm.



literă (în unele cazuri două litere), majusculă pentru alezaje (de la A la Z) și minusculă pentru arbori (de la a la z).

În vederea eliminării unor eventuale confuzii nu se folosesc literele I, L, O, Q, W și i, l, o, q, w.

Literele H și h corespund cîmpurilor de toleranță cu abaterea fundamentală zero respectiv cîmpurilor de toleranță ale pieselor de bază: H în sistemul alezaj unitar și h în sistemul arbore unitar. Cîmpurile de toleranță simbolizate cu litere A, B, C, D, E, F, G și respectiv a, b, c, d, e, f, g dau ajustaje cu joc întrucît cîmpul de toleranță al alezajului este în întregime deasupra cîmpului de toleranță al arborelui (fig. 2.2). Pe măsura ce litera respectivă se îndepărtează în alfabet

de la H (h) spre A (a) diametrul alezajului crește, iar diametrul arborelui descrește. Pentru o dimensiune nominală, dată cîmpul de toleranță cu litera A (a) va fi cel mai îndepărtat de la linia zero.

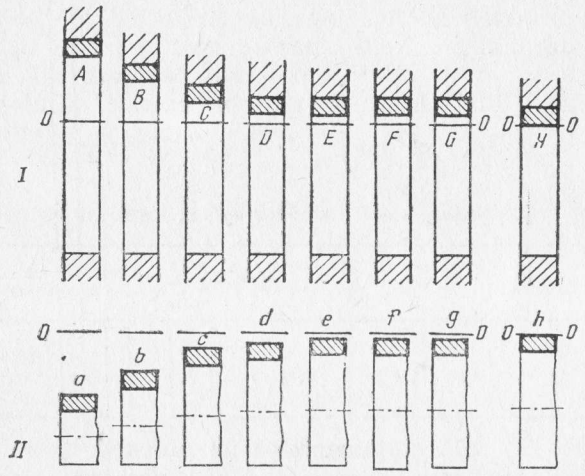


Fig. 2.2. Ajustaje cu joc:
I — alezaje (sistemul arbore unitar); *II* — arbori (sistemul alezaj unitar).

Abaterile fundamentale ale cîmpurilor de toleranță cu același simbol (de exemplu D și d, E și e etc.) sînt identice pentru alezaj și arbore însă de sens contrar.

Abaterile fundamentale ale cîmpurilor de toleranță variază nu numai cu simbolurile (literele) acestora dar și cu dimensiunile nominale. Valorile abaterilor fundamentale cu același simbol (literă) cresc concomitent cu creșterea dimensiunilor nominale. Fig. 2.3, *I* reprezintă variația fundamentală la un cîmp de toleranță B în funcție de dimensiunile nominale, iar fig. 2.3, *II* reprezintă variația abaterilor fundamentale la un cîmp de toleranță *e*, tot în funcție de dimensiunile nominale.

Cîmpurile de toleranță simbolizate cu literele K M N P R S T U V X Y Z ZA ZB ZC și respectiv k m n p r s t u v x y z za zb zc dau ajustaje intermediare și ajustaje cu strîngere. Cîmpul de toleranță al alezajului este în întregime sub linia

zero, iar cîmpul de toleranță al arborelui este în întregime deasupra liniei zero. Pe măsură ce litera respectivă se îndepărtează în alfabet de la K (k) spre Zc (zc), diametrul alezajului se micșorează, iar diametrul arborelui crește (fig. 2.4).

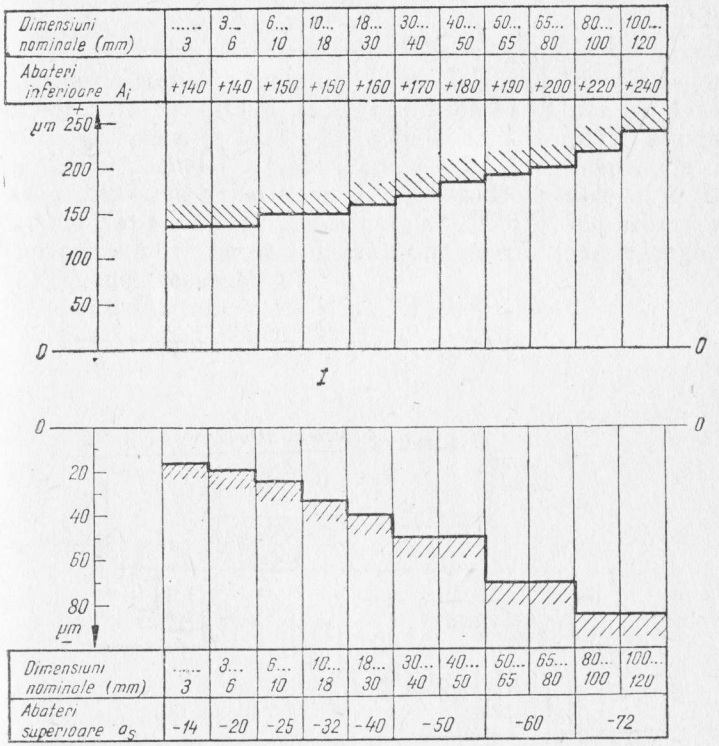


Fig. 2.3. Variația abaterii fundamentale la un cîmp de toleranță în funcție de dimensiunile nominale:
I — cîmpul de toleranță B; *II* — cîmpul de toleranță *e*.

Abaterile fundamentale nu depind de valoarea toleranței fundamentale. Pentru exemplificare, în fig. 2.5, sînt arătate 3 cîmpuri de toleranță, care au aceeași abatere fundamentală (avînd aceiași literă C) dar au mărimi diferite în funcție de treapta de precizie (abaterea fundamentală IT8; IT9 și IT11).

Cîmpul de toleranță JS(js) se caracterizează prin faptul că abaterile limită sînt egale cu $\pm\frac{1}{2}$ IT pentru precizia respectivă. Valorile abaterilor fundamentale se calculează pe

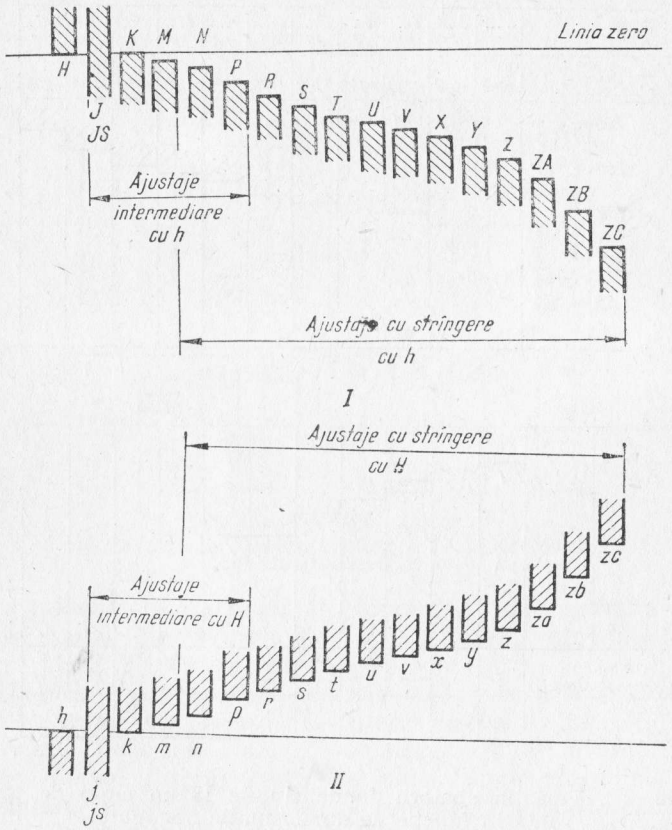


Fig. 2.4. Ajustaje intermediare și ajustaje cu strîngere:
I — alezaje (sistemul arbore unitar); *II* — arbori (sistemul alezaj unitar).

baza unor formule empirice, rezultate din practică. Formulele sînt indicate în STAS 8101-68, tabelul 2.4. Pentru arbori, abaterea fundamentală pentru cîmpurile de toleranță a—h

este a_s, iar pentru cîmpurile de toleranță j—zc este a_i. Cealaltă abatere limită se deduce cu ajutorul următoarelor relații algebrice:

$$a_i = a_s - \mathrm{IT} \qquad (2.1)$$

sau

$$a_s = a_i + \mathrm{IT} \qquad (2.2)$$

Abaterile alezajelor în sistemul ISO se definesc în funcție de abaterile respective ale arborilor de aceeași literă, asigurîndu-se prin aceasta o legătură rațională și precisă între toleranțele arborilor și alezajelor în vederea formării ajustajelor. Astfel, abaterea inferioară A_i pentru toleranțele A la H și abaterea superioară A_s pentru toleranțele J la ZC se deduc din abaterile fundamentale a_i sau a_s ale arborilor, avînd ca simbol aceeași literă, după următoarele reguli:

a) Regulă generală:
— pentru alezajele A la H, $A_i = -a_s$;
— pentru alezajele J la ZC, $A_s = -a_i$.

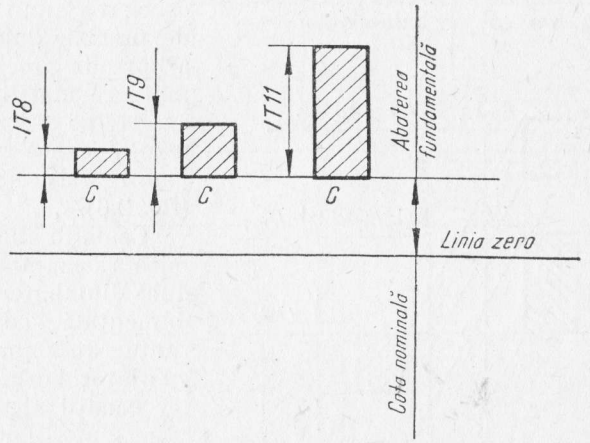


Fig. 2.5. Poziția reciprocă a cîmpurilor de toleranță cu abaterea fundamentală C.

Această regulă este valabilă pentru toate abaterile fundamentale ale alezajelor cu excepția următoarelor cazuri:
— alezajele pentru care este valabilă regula specială de mai jos (*b*);

— alezajele N, preciziile 9...16, la dimensiuni peste 3 mm, pentru care abaterea fundamentală este $A_s=0$.

b) Regulă specială:

— pentru alezajele J, K, M și N, preciziile 01; 0; 1...8 și alezajele P...ZC, precizile 01; 0; 1...7 la dimensiuni peste 3 mm

$$A_s=-a_i+\Delta, \qquad (2.3)$$

în care $\Delta=IT_n-IT_{n-1}$ este diferența dintre toleranța fundamentală a preciziei considerate și toleranța fundamentală a preciziei următoare mai fine.

Regula generală este în așa fel stabilită, încît dimensiunea limită corespunzătoare abaterii fundamentale a unui alezaj să fie exact simetrică, față de linia zero, cu dimensiunea limită corespunzătoare abaterii fundamentale a arborelui avînd ca simbol aceeași literă.

Regula specială este astfel stabilită încît, la două ajustaje omoloage din sistemul alezaj unitar și din sistemul arbore unitar, formate prin asocierea unui alezaj de precizie dată cu un arbore de precizia următoare mai fină (de ex. H7/p6 și P7/h6) să rezulte exact aceleași jocuri și strîngeri (fig. 2.6).

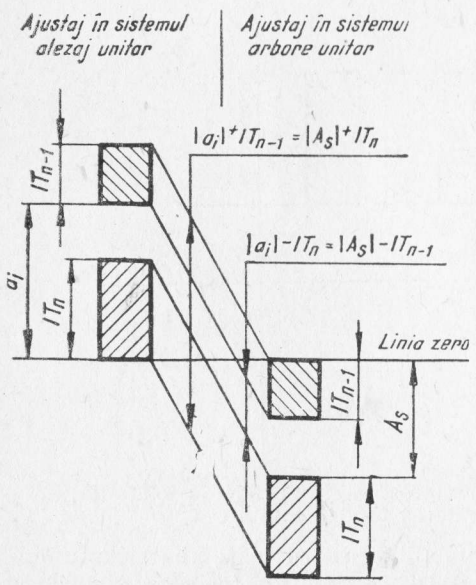


Fig. 2.6. Regula specială de alcătuire a ajustajelor omologe din sistemul alezaj unitar și din sistemul arbore unitar.

Cealaltă abarere limită a alezajului se deduce din abaterea fundamentală și din toleranța fundamentală, cu ajutorul următoarelor ecuații algebrice:

$$A_s=A_i+IT \qquad (2.4)$$

sau

$$A_i=A_s-IT. \qquad (2.5)$$

Valorile abaterilor fundamentale sînt date în tabelele 2.4, 2.5, 2.6, și 2.7.

Pentru câmpurile de toleranță

Precizia	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
Dimensiunile nominale, mm	Toate preciziile										
	Abateri superioare a_s, µm										
până la 3	−270	−140	− 60	−34	− 20	− 14	−10	− 6	−4	− 2	0
peste 3 până la 6	−270	−140	− 70	−46	− 30	− 20	−14	−10	−6	− 4	0
peste 6 până la 10	−280	−150	− 80	−56	− 40	− 25	−18	−13	−8	− 5	0
peste 10 până la 18	−290	−150	− 95	—	− 50	− 32	—	−16	—	− 6	0
peste 18 până la 30	−300	−160	−110	—	− 65	− 40	—	−20	—	− 7	0
peste 30 până la 40	−310	−170	−120	—	− 80	− 50	—	−25	—	− 9	0
peste 40 până la 50	−320	−180	−130								
peste 50 până la 65	−340	−190	−140	—	−100	− 60	—	−30	—	−10	0
peste 65 până la 80	−360	−200	−150								
peste 80 până la 100	−380	−220	−170	—	−120	− 72	—	−36	—	−12	0
peste 100 până la 120	−410	−240	−180								
peste 120 până la 140	−460	−260	−200	—	−145	− 85	—	−43	—	−14	0
peste 140 până la 160	−520	−280	−210								
peste 160 până la 180	−580	−310	−230								
peste 180 până la 200	−660	−340	−240	—	−170	−100	—	−50	—	−15	0
peste 200 până la 225	−740	−380	−260								
peste 225 până la 250	−820	−420	−280								
peste 250 până la 280	−920	−480	−300	—	−190	−110	—	−56	—	−17	0
peste 280 până la 315	−1 050	−540	−330								
peste 315 până la 355	−1 200	−600	−360	—	−210	−125	—	−62	—	−18	0
peste 355 până la 400	−1 350	−680	−400								
peste 400 până la 450	−1 500	−760	−440	—	−230	−135	—	−68	—	−20	0
peste 450 până la 500	−1 650	−840	−480								

peste 250 pînă la 280		+ 920	+ 480	+ 300															
peste 280 pînă la 315		+1 050	+540	+330	—	+190	+110	—	+56	—	—	+17	0						
peste 315 pînă la 355		+1 200	+600	+360															
peste 355 pînă la 400		+1 350	+680	+400	—	+210	+125	—	+62	—	—	+18	0						
peste 400 pînă la 450		+1 500	+760	+440															
peste 450 pînă la 500		+1 650	+840	+480	—	+230	+135	—	+68	—	—	+20	0						

Simbolizarea unui cîmp de toleranță cuprinde o literă (sau în unele cazuri două litere) prin care se precizează abaterea fundamentală și o cifră care indică mărimea toleranței (toleranța fundamentală).

Dimensiunea tolerată este definită prin valoarea sa nominală, urmată de simbolul cîmpului de toleranță. De exemplu: 45 g7. Un ajustaj este indicat prin dimensiunea nominală, comună celor două piese care se asamblează, urmată de o fracție în care la numărător este indicat simbolul cîmpului de toleranță al alezajului, iar la numitor simbolul cîmpului de toleranță al arborelui. De exemplu 45 H8/g7 sau 45 $\frac{H8}{g7}$ eprezintă un ajustaj cu joc din sistemul alezaj unitar, lar

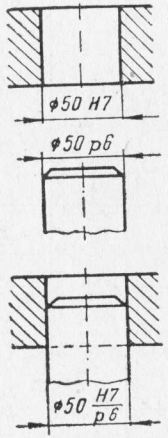


Fig. 2.7. Notarea cîmpurilor de toleranță și a ajustajelor în sistemul alezaj unitar.

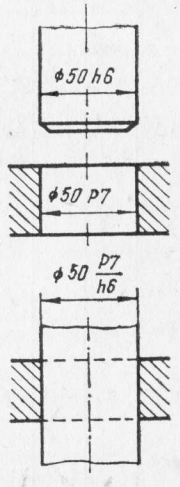


Fig. 2.8. Notarea cîmpurilor de toleranță și a ajustajelor în sistemul arbore unitar.

care alezajul este prelucrat în clasa a 8-a, iar arborele în clasa a 7-a.

În fig. 2.7 și 2.8 se exemplifică notarea pe desen a cîmpurilor de toleranță pentru piese separate și piese asamblate.

Cînd pentru piesele asamblate toleranţele dimensiunilor se indică prin valorile numerice ale abaterilor limită, folosindu-se o singură linie de otă, dimensiunea nominală şi

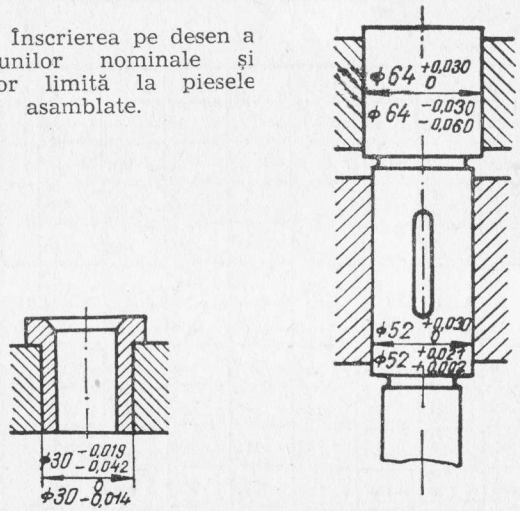


Fig. 2.9. Înscrierea pe desen a dimensiunilor nominale şi abaterilor limită la piesele asamblate.

abaterile limită ale alezajului sau ale suprafeţei interioare se vor scrie deasupra liniei de cotă, iar dimensiunea nominală şi abaterile limită ale arborelui sau ale suprafeţei exterioare se vor scrie sub linia de cotă (fig. 2.9).

2.1.2. ALEGEREA SISTEMULUI DE AJUSTAJ

În sistemul alezaj unitar, ca şi în sistemul arbore unitar figurează toate clasele de precizie şi aproape toate ajustajele sistemului ISO de toleranţe.

În vederea folosirii mai economice a sculelor aşchietoare şi instrumentelor de măsurare, este avantajos să se utilizeze în aceeaşi uzină un singur sistem de ajustaj (alezaj unitar sau arbore unitar). Uneori însă nu se poate renunţa din diferite motive la al doilea sistem de ajustaj.

Fiecare sistem de ajustaj are caracteristicile sale în ceea ce priveşte construcţia şi tehnologia sculelor şi instrumentelor de măsurare. Cînd se foloseşte sistemul alezaj unitar rezultă o uniformitate mai mare a alezajelor pe cînd în cazul în care se foloseşte sistemul arbore unitar, rezultă o uniformitate mai mare a arborilor. Pentru alezaje de dimensiuni mici şi mijlocii se cere pentru fiecare dimensiune cîte o sculă specială (burghiu, adîncitor, alezor, broşă), în timp ce pentru arbori nu este nevoie de scule speciale de diferite dimensiuni. În consecinţă, inventarul de scule este mult mai simplu în cazul sistemului alezaj unitar, în comparaţie cu sistemul arbore unitar. De asemenea, calibrele limitative pentru arbori sînt mai simple şi mai ieftine decît calibrele pentru alezaje.

Rezultă din cele arătate mai înainte că, din punctul de vedere al investiţiilor, este mai economică utilizarea sistemului alezaj unitar. Din punctul de vedere al exploatării însă, calibrele tampon sînt mai durabile şi mai uşor de mînuit decît calibrele potcoavă aşa încît, din acest punct de vedere, sistemul arbore unitar este mai avantajos.

În industria constructoare de maşini-unelte, automobile, tractoare etc. se utilizează în special sistemul alezaj unitar.

În anumite cazuri însă sistemul arbore unitar prezintă avantaje mari şi devine chiar necesar, de exemplu în cazul arborilor lungi trasi, fără prelucrare prin aşchiere. În acest caz, diferitele ajustaje pot fi realizate numai prin utilizarea unor alezaje cu toleranţe diferite, adică prin sistemul arbore unitar.

Sistemul arbore unitar este de preferat şi în cazul în care, pentru mai multe piese montate cu diferite ajustaje, locul de montaj nu este stabilit de la început în mod precis (de exemplu la arborele de transmisie). În astfel de cazuri, un arbore neted este mai avantajos decît un arbore în trepte şi deci trebuie să fie preferat sistemul arbore unitar.

De asemenea, sistemul arbore unitar este de preferat şi pentru asamblarea bolţului în alezajul pistonului şi bielei, la motoarele cu ardere internă. Ajustajul bolţului în bielă trebuie să fie cu joc, iar în piston — cu strîngere.

Dacă aceste piese s-ar asambla după sistemul alezaj unitar atunci fusul ar trebui să fie prelucrat în formă de trepte, iar asamblarea lui ar fi devenit mult mai grea (fig. 2.10).

În sfîrșit, la montarea rulmenților sînt utilizate ambele sisteme de ajustaj: alezaj unitar pentru alezajul rulmentului și arbore unitar pentru suprafața lui exterioară.

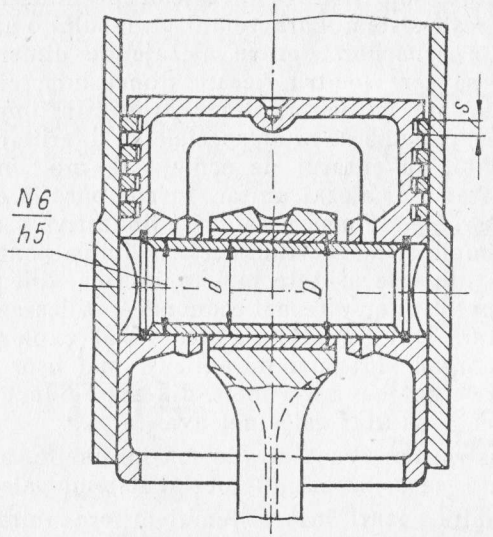


Fig. 2.10. Asamblarea boltului în alezajul pistonului și bielei.

În concluzie se poate spune că, în general, în industria constructoare de mașini, sistemul de bază în ce privește ajustajul este alezajul unitar, sistemul arbore unitar fiind utilizat numai atunci cînd prezintă avantaje deosebite.

Exemplu de calcul. Să se stabilească dimensiunile limită în sistemul arbore unitar pentru ajustajul din sistemul alezaj unitar reprezentat în fig. 1.18 subansamblul 3, cu condiția ca toleranțele de prelucrare și caracterul ajustajului să rămînă aceleași în ambele sisteme de toleranțe.

Grafic (ca în fig. 1.19) și analitic se stabilesc pentru sistemul alezaj unitar:

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 25{,}060 - 25{,}030 = 0{,}030 \text{ mm};$$

$$T_D = D_{max} - D_{min} = 25{,}020 - 25{,}000 = 0{,}020 \text{ mm};$$

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = 25{,}060 - 25{,}000 = 0{,}060 \text{ mm};$$

$$S_{min} = d_{min} - D_{max} = 25{,}030 - 25{,}020 = 0{,}010 \text{ mm}.$$

Pentru sistemul arbore unitar, poziția cîmpului de toleranță fiind cunoscută ($a_s = 0$) rezultă

$$d_{max} = 25{,}000 \text{ mm};$$

$$d_{min} = d_{max} - T_d = 25{,}000 - 0{,}030 = 24{,}970 \text{ mm}.$$

Valorile diametrelor limită ale alezajului se stabilesc, pe baza condițiilor impuse, cu relațiile:

$$D_{max} = d_{min} - S_{min} = 24{,}970 - 0{,}010 = 24{,}960 \text{ mm};$$

$$D_{min} = d_{max} - S_{max} = 25{,}000 - 0{,}060 = 24{,}940 \text{ mm}.$$

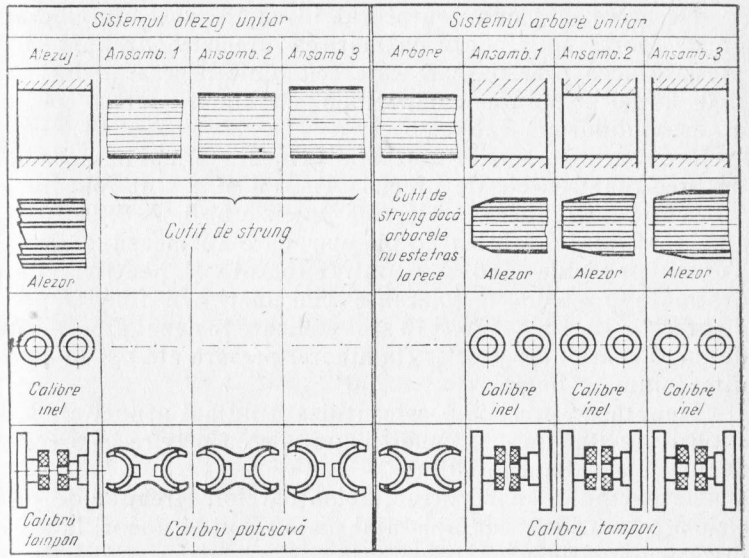


Fig. 2.11. Analiza comparativă privind necesarul de scule și instrumente de măsurare pentru fiecare din ajustajele reprezentate în fig. 1.18 și fig. 1.19.

În fig. 2.11 este arătat comparativ necesarul de scule aș-chietoare și instrumente de măsurare pentru fiecare din ajustajele reprezentate în fig. 1.18 și 1.19.

2.1.3. ALEGEREA TREPTEI DE PRECIZIE

Treapta de precizie a ajustajului trebuie să corespundă condițiilor funcționale impuse asamblărilor.

Variația jocurilor (respectiv a strîngerilor) este cu atît mai mică și deci caracterul ajustajului este cu atît mai uniform, cu cît treapta de precizie aleasă este mai fină.

Întrucît, în lipsa unor prescripții speciale, abaterile de formă sînt limitate de toleranțele la dimensiuni (v. și cap. 8), rezultă că forma geometrică va fi cu atît mai apropiată de cea teoretică cu cît se vor prescrie toleranțe mai strînse.

Caracterul cît mai uniform al ajustajului (diferențe mici între jocul minim și maxim, respectiv strîngerea minimă și maximă) și precizia formelor geometrice contribuie la realizarea unei asamblări de o calitate mai ridicată în exploatare.

Deoarece, așa cum s-a arătat în cap. 1, cost ulprelucrării crește foarte mult odată cu mărirea preciziei, trebuie să se prescrie acea precizie care este economic necesară, deci cea mai largă toleranță compatibilă cu funcționarea corectă a ansamblului respectiv.

Treptele de precizie 01 și 0 sînt utilizate numai în mecanica de precizie; treptele de precizie 1, 2, 3 și 4 sînt folosite în fabricația de calibre; treptele de precizie 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 sînt folosite în fabricația pieselor care formează ajustaje. Totuși, preciziile 5, 6 și 7 pot fi folosite și pentru calibre destinate pieselor cu toleranțe mai mari. În fine treptele de precizie 12, 13, 14, 15 și 16 sînt utilizate în cazul procedeelor de lucru mai puțin precise (laminare, presare etc.) și în cazul dimensiunilor libere.

Treapta de precizie 5 este utilizată numai atunci cînd în exploatare sînt impuse condiții speciale cu privire la precizia de lucru a subansamblului.

De exemplu, în construcția motoarelor, treapta de precizie 5 este utilizată la ajustajul piston-bolț și uneori la ajustajele rulmenților.

În alte cazuri, destul de importante, este utilizată treapta de precizie 7, de exemplu la ajustajele dintre: piston și cămașa cilindrului, arborele cotit și lagăre, ventilul de admisie și ghidaje, axul principal și lagăre la pompele de ulei, bucșele capului bielei etc.

Treptele de precizie 8 și 9 sînt utilizate la asamblări analoge cu cele precedente, însă în cazul ajustajelor mai puțin importante, unde gradul de limitare a ajustajului nu joacă un rol atît de important, de exemplu lățimea canalelor pentru segmenții de etanșare și lățimea segmenților respectivi, porțiunea strunjită în capul bielei etc.

Treptele de precizie 10, 11, 12 și 13 sînt utilizate la subansamblurile mașinilor agricole, locomotivelor și vagoanelor,

la ajustajele pieselor matrițate și, în general, la acele construcții unde nu există motive de a impune condiții pretențioase ajustajelor și precizia de asamblare nu prezintă o importanță deosebită. Așa sînt asamblările cu bolțuri, găurile care urmează a mai fi alezate ulterior, montajele la care urmează a se executa o operație de sudare etc.

În acest ultim caz se poate utiliza și treapta de precizie 13.

Treapta de precizie 13 este utilizată și la distanțele dintre axe.

Astfel la distanța dintre axele capetelor bielelor este utilizată treapta de precizie 13, iar la distanța dintre axul fusului principal și cel al bielei, treapta de precizie 14.

Treapta de precizie 14 este mult utilizată la piesele matrițate pentru dimensiunile exterioare libere, adică pentru acele dimensiuni care nu formează ajustaje, pentru găurile destinate nituirilor, bolțurilor etc.

Treptele de precizie 14, 15 și 16 nu sînt utilizate la ajustaje. Ele servesc pentru dimensiunile libere, limitînd volumul și greutatea pieselor și pentru operații prealabile, brute.

2.1.4. ALEGEREA AJUSTAJULUI

Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje adoptat în țară și reglementat prin 11 standarde (STAS 8100-68 ... STAS 8110-68) permite alegerea unei mari varietăți de cîmpuri de toleranță și combinarea lor într-un număr și mai mare de ajustaje. Organizarea științifică și raționalizarea fabricației, aprovizionării și exploatării sculelor, dispozitivelor și în special a verificatoarelor fixe (calibrelor) impune însă o îngrădire a cîmpurilor de toleranțe.

Această îngrădire este realizată prin selecția de cîmpuri de toleranță și ajustaje preferențiale pentru dimensiuni pînă la 500 mm reglementate prin STAS 8104-68 pentru sistemul alezaj unitar, respectiv prin STAS 8105-68 pentru sistemul arbore unitar.

În aceste standarde se indică valorile ajustajului probabil, adică jocul sau strîngerea rezultată la asamblarea pieselor avînd dimensiunile efective corespunzătoare frecvenței celei mai mari în curba de distribuție a dimensiunilor. Astfel, ajustajul probabil depinde de distribuția dimensiunilor la cele două piese, care, la rîndul ei, depinde de felul cum este

reglat procesul de producție. În cazul producției în serie mică sau al celei individuale, lucrătorul va tinde să obțină piese cu dimensiuni apropiate de maximul de material, adică de începutul cîmpului de toleranță, căci piesele care depășesc această limită, sînt remaniabile. Prin acest reglaj, distribuția este deplasată asimetric. În standarde se consideră că, dimensiunea de frecvență maximă se află față de sfîrșitul toleranței la o distanță egală cu aproximativ două treimi din valoarea toleranței dimensiunii respective (fig. 2.12). Ajustajul probabil va fi și el deplasat la două treimi din toleranța ajustajului. Dacă fabricația nu corespunde acestei ipoteze, ajustajul probabil se va calcula pe baza ipotezei admise pentru cazul respectiv.

Sistemul alezaj unitar se aplică în toate cazurile, cu excepția acelora în care funcțional sau tehnologic este rațională folosirea sistemului arbore unitar.

STAS 8104-68 stabilește două șiruri preferențiale 1 și 2 de cîmpuri de toleranță pentru alezaje și două șiruri preferențiale 1 și 2 de cîmpuri de toleranță pentru arbori. Cîmpurile

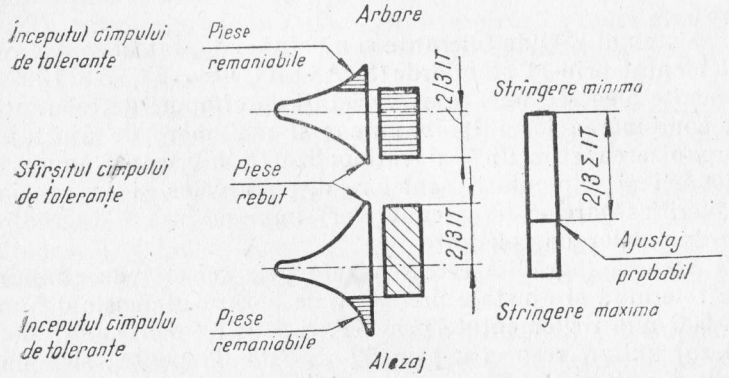


Fig. 2.12. Distribuția dimensiunilor în cîmpul de toleranță și ajustajul probabil.

de toleranță se vor alege de preferință din șirul 1. În cazul în care cîmpurile de toleranță din șirul 1 nu permit rezolvarea problemei respective, se vor alege cîmpurile de toleranță cuprinse în șirul 2.

Dacă nici cîmpurile de toleranță din șirul 2 nu sînt satisfăcătoare, se vor alege cîmpuri de toleranță de uz general, dintre cele cuprinse în STAS 8102-68 și în STAS 8103-68, iar în cazuri cu totul excepționale, se va recurge la cîmpurile de toleranță care nu sînt cuprinse în STAS 8102-68 și STAS 8103-68 și ale căror valori se calculează conform prescripțiilor din STAS 8101-68 sau se aleg în funcție de necesități.

STAS 8105-68 tratează aceeași problemă în cadrul sistemului arbore unitar.

Ajustajele recomandate a fi folosite în practica industrială curentă sînt indicate în tabelul 2.8 și tabelul 2.9. Cîmpurile de toleranță făcînd parte din șirul 1 sînt încadrate în chenar, ajustajele respective avînd folosire preferențială. În caz de necesitate se pot folosi și ajustaje formate prin alte combinații ale cîmpurilor de toleranță cuprinse în tabelul 2.8 și tabelul 2.9.

Alegerea grupei de ajustaj (cu joc, intermediar, cu strîngere) pentru diferitele cazuri de construcții nu prezintă de obicei dificultăți. Astfel, de exemplu, ajustajele fixe, la care poziția relativă a celor două piese trebuie să fie destul de precisă, sînt realizate prin ajustaje cu strîngere sau prin ajustaje intermediare; primele sînt folosite de preferință la asamblări nedemontabile, iar celelalte, cînd se prevăd posibilități de demontare. Asamblările cu joc pot fi realizate numai utilizînd grupa ajustajelor cu joc.

Alegerea ajustajelor în cadrul unei grupe este însă mai dificilă, căci este necesar să se țină seama de caracteristicile fiecărui ajustaj, de condițiile asamblării, de condițiile de exploatare și de reparații.

În cele ce urmează se vor da exemple de ajustaje utilizate la asamblarea diferitelor piese, în scopul de a avea o orientare la alegerea ajustajelor în cazuri similare. La folosirea acestor exemple trebuie însă să se țină seama și de faptul că condițiile concrete în care lucrează ajustajele asemănătoare sînt diferite și în consecință sînt necesare corecții pentru fiecare caz în parte.

Cîmpurile de toleranță și ajustajele preferențiale din tabelele 2.8 și 2.9 se referă la construcția generală de mașini, pentru dimensiuni pînă la 500 mm.

Pentru industria de mecanică fină, cîmpurile de toleranță recomandate sînt cele din STAS 8106-68 și STAS 8107-68 care prevăd pentru dimensiuni pînă la 18 mm o serie de cîmpuri (cd, CD, ef, EF, fg, FG) specifice necesităților acestei ramuri.

Pentru dimensiuni depășind 500 mm (pînă la 3 150 mm), regulile și formulele de calcul pentru preciziile 6...16 și pozițiile cîmpurilor de toleranță d—u, respectiv D—U sînt date în STAS 8108-68.

Preciziile 1...5 și pozițiile cîmpurilor care dau jocuri sau strîngeri mari nu sînt prevăzute pentru aceste dimensiuni din cauza dificultăților tehnologice și metrologice.

Formulele de calcul pentru toleranțe pot fi aplicate și pentru dimensiuni peste 3 150 mm, pînă la 10 000 mm.

Și pentru acest domeniu de dimensiuni valorile calculate ale abaterilor limită pentru cîmpurile de toleranță de uz curent sînt prevăzute în STAS 8109-68 și respectiv STAS 8110-68.

2.1.5. AJUSTAJE CU STRÎNGERE

Ajustajele cu strîngere sînt utilizate în cazurile în care trebuie să se împiedice deplasarea relativă a celor două piese asamblate, fără utilizarea unor elemente de fixare. În ajustajele cu strîngere se crează o stare de compresiune pe suprafețele în contact; cu cît strîngerea va fi mai mare, cu atît va crește și compresiunea, celelalte condiții rămînînd identice. Momentele de răsucire și forțele care tind să deplaseze cele două piese asamblate în timpul funcționării întîmpină rezistența forțelor de frecare, care iau naștere între piesele asamblate și care sînt proporționale cu forțele de compresiune exercitate pe suprafața pieselor asamblate.

Datorită deformării suprafețelor pieselor ca urmare a forțelor de compresiune, ajustajele cu strîngere se aleg de obicei atunci cînd nu se prevede necesitatea de demontare la intervale scurte a pieselor asamblate.

Din cauza aplatisării prin strîngere a vîrfului asperităților rugozității, valoarea strîngerii efective (S_{ef}) este mai mică decît strîngerea calculată ca diferență între diametrele arborelui și alezajului, măsurate înainte de asamblare ($S_{măs}$).

Mărimea strîngerii efective se poate determina cu relația

$$S_{ef} = S_{măs} - 2R_z,$$

în care R_z este înălțimea medie a rugozității, care după asamblare se consideră 50% din înălțimea ei inițială.

Se apreciază că strîngerea efectivă diferă de strîngerea medie calculată cu circa 8—10 μm la treptele de precizie 7 și 8, cu circa 30 μm la treptele de precizie 9 și 10.

Luînd în considerare caracteristicile constructive ale subansamblului și condițiile sale de exploatare, asamblarea pieselor se poate realiza prin mai multe procedee: mecanic — împingînd arborele în alezaj; termic — prin încălzirea alezajului la o anumită temperatură, evitînd formarea zgurii pe suprafețele asamblate; după răcirea alezajului trebuie să se asigure strîngerea necesară; prin răcirea arborelui într-un mediu cu temperatura joasă (în aer lichid pînă la —180°C). Ultima metodă este indicată în cazurile în care încălzirea bucșei este nerecomandabilă sau în cazul diametrelor mici, cînd se poate produce îndoirea sau strîmbarea arborilor. Desenele de construcție sau fișele tehnologice trebuie să conțină indicații precise în legătură cu metoda de asamblare.

Calitatea unei asamblări cu strîngere este influențată de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sînt: mărimea strîngerii, lungimea alezajului (suprafeței de asamblare), grosimea pereților alezajului, microgeometria și macrogeometria suprafețelor prelucrate, calitatea materialului etc.

Grupa ajustajelor cu strîngere prin presare se compune din următoarele ajustaje:

— ajustaje cu strîngeri cu caracter special H6/v5, H6/x5, H7/v6, H7/x6, H7/y6, H7/z6, H8/x7, H8/y7 și H8/z7.

— ajustaje cu strîngeri extrem de mari H6/u5, H7/u6 și H8/u7;

— ajustaje cu strîngeri foarte mari H6/t5 și H7/t6;

— ajustaje cu strîngeri mari H6/s5, H7/s6 și H8/s7;

— ajustaje cu strîngeri mijlocii H6/r5, H7/r6 și H8/r7 (cel din urmă numai pentru cazul $D > 100$ mm);

— ajustaje cu strîngeri mici H6/p5, $\overline{\left|\frac{H7}{p6}\right|}$;

— ajustaje cu strîngeri foarte mici $\frac{H6}{n5}$, dar numai pentru $D<3$ mm.

Aceste ajustaje diferă între ele prin strîngerea medie relativă, care este raportul dintre strîngerea medie S_{med} și diametrul mediu d_{med} al arborelui grupei din care face parte dimensiunea considerată. Strîngerea medie relativă la aceste ajustaje poate fi:

$$\frac{S_{med}}{d_{med}} = 0{,}001;\ 0{,}0005;\ 0{,}00025.$$

Dacă strîngerea este exprimată în micrometri, iar diametrul în milimetri, atunci valorile strîngerii medii relative pot fi exprimate astfel:

$$\frac{S_{med}}{d_{med}} = 1;\ 0{,}5;\ 0{,}25\ \frac{\mu m}{mm}.$$

Cum rezultă din cele arătate mai înainte, ajustajele cu strîngere prin presare sînt prevăzute numai pentru treptele de precizie 5, 6, 7 și 8.

Cînd la o construcție nouă se alege un ajustaj cu strîngere prin presare, trebuie să se verifice în prealabil prin calcul sau pe cale experimentală, dacă ajustajul ales poate transmite momentul maxim de răsucire și dacă materialele pot să suporte tensiunile care iau naștere în piesele asamblate. Această verificare se face ținînd seama de condițiile concrete de funcționare a subansamblului, luîndu-se în considerare strîngerea maximă la calculul tensiunilor și strîngerea minimă la calculul momentului care poate fi transmis.

În același lot de piese asamblate strîngerile diferă mult, atît față de valoarea lor medie, cît și una față de cealaltă. Aceste diferențe sînt cu atît mai mari, cu cît toleranțele sînt mai mari, respectiv prelucrarea este mai puțin precisă.

În consecință, pe suprafețele unora din asamblări rezultă presiuni exagerate, iar pe suprafețele altora presiuni prea mici. În primul caz, există pericolul de a nu rezista materialul, iar în al doilea caz există pericolul de a nu putea fi transmis momentul de răsucire. De aceea, în cazul asamblărilor de mare importanță, realizate cu un ajustaj presat, s-a adoptat procedeul de împărțire prealabilă a arborilor și alezajelor

în două, trei grupe și montarea lor selectivă (prin sortare), adică arborii mari cu alezajele mari și arborii mici cu alezajele mici. Prin utilizarea acestui procedeu, strîngerile devin mult mai uniforme.

Ajustajele cu strîngere cu caracter special, ajustajele cu strîngeri extrem de mari, ajustajele cu strîngeri foarte mari și ajustajele cu strîngeri mari sînt folosite în cazul transmiterii unor momente mari de răsucire și în cazul unor încărcări dinamice mari. Aceste ajustaje necesită materiale rezistente, mai ales pentru piese cu alezaj unde iau naștere eforturi de întindere.

În general, asamblarea cu ajustajele menționate mai înainte se realizează la cald, adică încălzind piesa cu alezaj și lăsînd arborele rece. Acest mod de asamblare este avantajos chiar în cazul ajustajelor presate ușor, întrucît rugozitățile suprafețelor nu se netezesc și strîngerea efectivă nu se micșorează.

Această concluzie rezultă din faptul, demonstrat pe cale experimentală, că prin presarea la cald se poate obține o rezistență chiar de trei ori mai mare la deplasarea relativă a pieselor, față de presarea la rece.

Asamblarea la cald necesită muncitori experimentați și o atenție deosebită în timpul executării asamblării.

Încălzirea pieselor cu alezaj trebuie să se facă astfel, încît microstructura materialului să nu fie schimbată. De aceea temperatura de încălzire a oțelului nu trebuie să depășească 600°C, iar procesul de încălzire trebuie să fie condus uniform, de la periferia piesei spre centru.

Deseori, mărimea strîngerii permite să se înlocuiască asamblarea la cald prin răcirea arborelui în bioxid de carbon solid sau în aer lichid. Această operație este mai simplă și mai sigură decît încălzirea.

Temperatura de încălzire sau răcire poate fi calculată ușor, dacă este cunoscut coeficientul de dilatare al materialului. În acest caz, punctul de plecare este strîngerea maximă a ajustajului, ținîndu-se seamă de faptul că, în timpul asamblării, mai este nevoie și de un anumit joc pentru ca asamblarea să fie executată în condiții mai bune și mai sigure.

Pe lîngă asamblarea la cald sau la rece se utilizează în mare măsură și presarea mecanică a arborelui în alezaj cu

ajutorul preselor. În cazul acesta se recomandă a se teși capătul arborelui, în vederea introducerii mai ușoare și a unei conduceri mai bune în timpul presării. În cazul asamblărilor importante, pentru ca presarea să fie executată în condiții bune, se controlează, cu ajutorul unui dinamometru, solicitarea produsă în piese datorită presării în timpul asamblării. Această metodă este recomandată la presarea bandajelor pe roțile de locomotivă sau de vagoane.

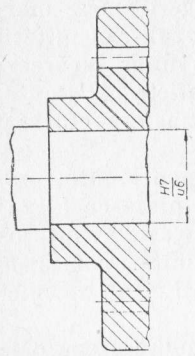


Fig. 2.13. Semicuplaj pe corp de arbore, fără pană.

Ca exemplu de utilizare a ajustajelor cu strîngere extrem de mare se indică următoarele:

— Asamblarea semicuplajelor în formă de disc pe capetele unui arbore (fig. 2.13) $\frac{H7}{u6}$;

— Asamblarea inelelor de strîngere a două coroane dințate pe discuri de oțel formate din două bucăți (fig. 2.14) $\frac{H7}{u6}$;

— Asamblarea bandajelor de oțel pe discurile roților de locomotivă și de vagoane $\frac{H7}{u6}$.

— Asamblarea scaunelor de supapă în cilindru (fig. 2.15) $\frac{H7}{u6}$.

Utilizarea ajustajelor cu strîngeri cu caracter special $\frac{H7}{x6}$ cu strîngere extrem de mare, foarte mare și chiar mare cum

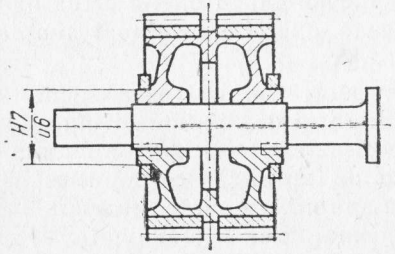


Fig. 2.14. Inele de strîngere pe roți dințate.

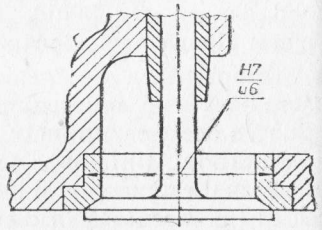


Fig. 2.15. Scaun de supapă în corpul cilindrului.

este $\frac{H7}{s6}$ trebuie să fie bazată pe experiența utilizării unor construcții analoge sau pe calculul tensiunilor în piesele asamblate. Exemple de utilizare a acestor ajustaje sînt:

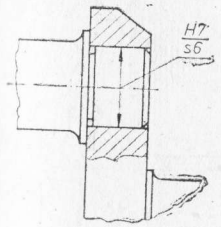


Fig. 2.16. Asamblarea bolțului de manivelă cu discul de manivelă.

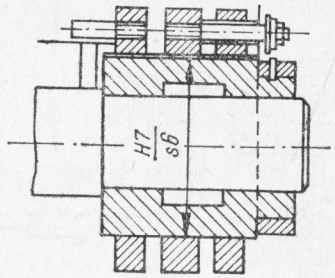


Fig. 2.17. Fixarea inelelor de contact pe mașinile electrice.

$\frac{H7}{s6}$ asamblarea bolțului de manivelă cu discul respectiv (fig. 2.16); $\frac{H7}{s6}$ la montarea inelelor de contact pe mașinile electrice, de dimensiuni mici și mijlocii (fig. 2.17), iar $\frac{H8}{s7}$ la montarea cuplajelor și inelelor nedemontabile pe arborii diferitelor mașini.

Ajustajul $\frac{H7}{s6}$ se utilizează și la montarea unor piese din aliaje ușoare, de exemplu la asamblarea dintre cilindru și blocul motor (fig. 2.18). Ajustajul cu strîngere mare $\frac{H6}{s5}$ este utilizat destul de rar, în cazurile în care ajustajul $\frac{H7}{s6}$ nu este satisfăcător, de exemplu atunci cînd asamblarea trebuie să aibă o precizie mare, din cauza lungimii ei prea mari sau în cazul în care piesa trebuie să fie asamblată concomitent pe două

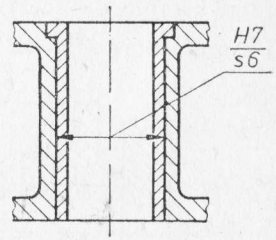


Fig. 2.18. Asamblarea dintre cilindru și blocul motor, în cazul aliajelor ușoare.

sau mai multe suprafețe coaxiale, cum este cazul ajustajelor bucșei rotorului cu arborele motorului electric (fig. 2.19) $\frac{H6}{s5}$.

Ajustajul $\frac{H7}{r6}$ este utilizat de exemplu pentru montarea

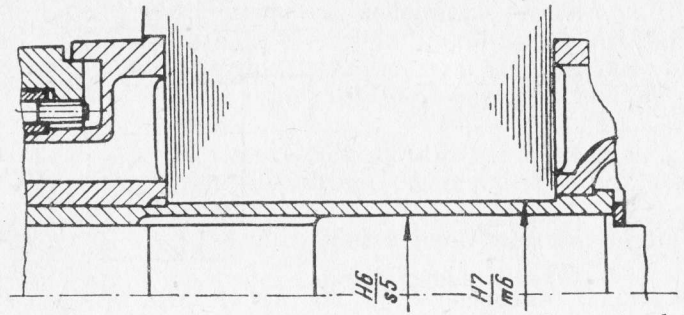


Fig. 2.19. Fixarea bucșei rotorului pe arborele motorului electric $\frac{H6}{s5}$ și montarea indusului pe bucșa motorului electric $\frac{H7}{m6}$.

bucșelor în locașurile lor în cazul unor sarcini medii (fig. 2.20).

În cazul în care piesele sînt supuse unor sarcini dinamice, la utilizarea ajustajului presat mijlociu fără sortare este necesară și o fixare suplimentară, cu pană disc sau prismatică.

Exemple de acest fel sînt: fixarea unui rotor de pompa pe un arbore (fig. 2.21) $\frac{H7}{r6}$, fixarea unei roți pe arbore la

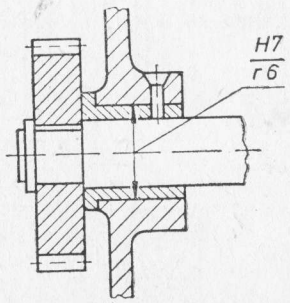


Fig. 2.20. Bucșă de alunecare montată în alezajul unei carcase.

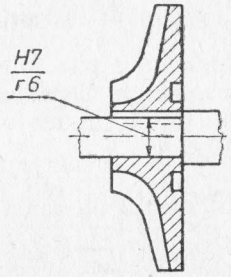


Fig. 2.21. Fixarea unui rotor de pompă pe un arbore.

o mașină de găurit pneumatică (fig. 2.22); fixarea unei roți melcate pe arbore (fig. 2.23) $\frac{H7}{r6}$.

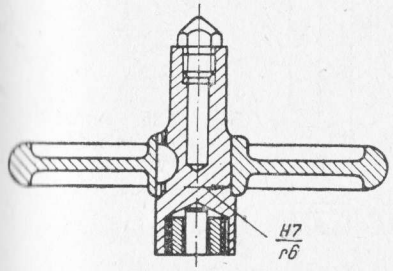


Fig. 2.22. Fixarea unei roți la o mașină de găurit pneumatică.

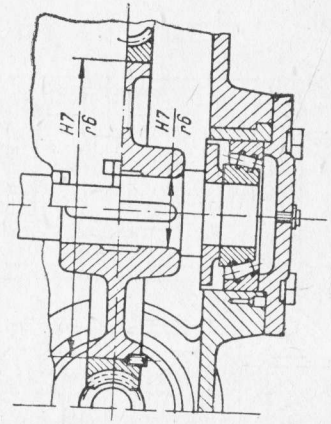


Fig. 2.23. Fixarea unei roți dințate pe arbore și a coroanei dințate pe corpul roții.

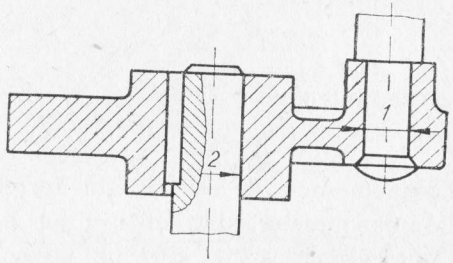


Fig. 2.24. Ajustajele:
1 — unui bolț de manivelă cu discul $\frac{H8}{u7}$;
2 — discului cu arbore $\frac{H8}{u7}$.

Un exemplu de ajustaj cu sortare îl consituie montarea coroanelor dințate la roțile melcate (fig. 2.23) $\frac{H7}{r6}$.

Ajustajul cu strîngere extrem de mare $\frac{H8}{u7}$ poate fi utilizat

la mașini agricole, cît și la subansamblurile mijloacelor de transport și de ridicat: de exemplu fixarea unui bolț de manivelă în disc și a discului de arbore la mașini agricole

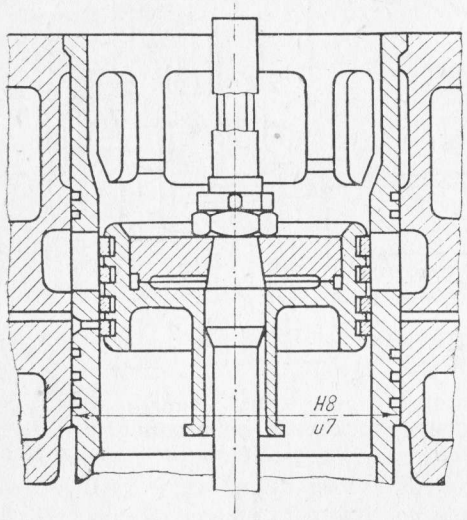


Fig. 2.25. Ajustajele bucșelor cilindrice în corpul sertarelor de locomotive.

(fig. 2.24, *1* și *2*) sau introducerea bucșelor cilindrice în corpul sertarelor la locomotive (fig. 2.25) $\frac{H8}{u7}$.

Atunci cînd momentele de răsucire și forțele care pot provoca deplasarea pieselor sînt mici, cînd o întoarcere accidentală a piesei nu prezintă nici un pericol, sau cînd legătura fixă a pieselor este asigurată prin mijloace speciale se utilizează ajustajul cu strîngere mijlocie $\frac{H6}{r5}$ sau ajustajul cu strîngere mică $\frac{H7}{p6}$, care este preferabil.

Ajustajele cu strîngere mijlocie $\frac{H6}{r5}$ și cu strîngere mică $\frac{H7}{p6}$ care trebuie să transmită un moment de răsucire, trebuie

să fie verificate dacă corespund scopului. În cazul acesta este recomandabilă asamblarea cu sortare, care permite creșterea strîngerii minime a acestor ajustaje.

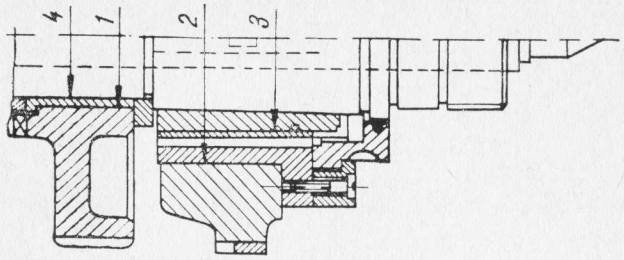


Fig. 2.26. Ajustajele:
1 — bucșelor introduse în roțile dințate de la păpușa fixă $\frac{H7}{p6}$; *2* — lagărului ajustat în corpul păpușii fixe la un strung $\frac{H6}{k5}$; *3* — bucșei conice în lagărul păpușii fixe a unui strung pentru filetat $\frac{H6}{j5}$; *4* — roților dințate care se învîrtesc liber pe arbori $\frac{H7}{f7}$.

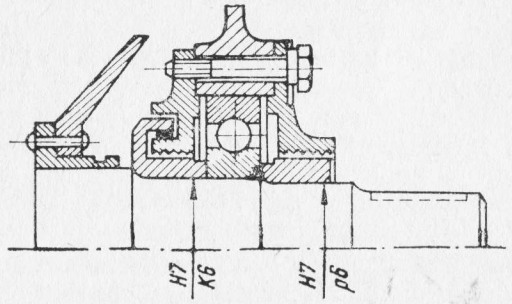


Fig. 2.27. Ajustajele inelelor de sprijin pe arborii motoarelor electrice.

Ajustajul $\frac{H6}{r5}$ este utilizat foarte rar, și anume cînd forțele care solicită piesa sînt mici și sînt echilibrate prin alte mijloace.

Ajustajul $\frac{H7}{p6}$ respectiv $\frac{Rulment}{p6}$ și $\frac{P7}{rulment}$ este utilizat la montarea inelelor rulmenților în anumite condiții de exploa-

tare, cînd inelele montate cu strîngere nu sînt fixate axial, la bucșele introduse în roțile dințate ale păpușii fixe a strungurilor (fig. 2.26, *1*), la inelele de fixare pe arborii motoarelor elec-

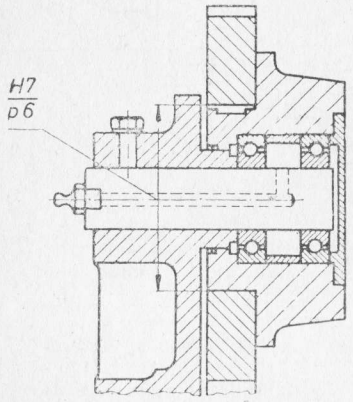


Fig. 2.28. Fixarea roților dințate împănate pe butuc.

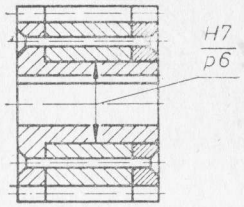


Fig. 2.29. Fixarea bucșelor de oțel în roți dințate din material sintetic.

trice (fig. 2.27), la montarea roților dințate cu ajutorul unor pene, (fig. 2.28).

Ajustajul cu strîngeri foarte mici $\frac{H6}{n5}$, $\frac{N6}{h5}$ se folosește uneori la asamblarea boltului de piston cu pistonul unui motor de tractor (fig. 2.10) $\frac{N6}{h5}$.

2.1.6. AJUSTAJE INTERMEDIARE

Din categoria ajustajelor intermediare fac parte:

— ajustajele intermediare cu joc posibil extrem de redus:

$$\boxed{\frac{H7}{n6}} \text{ și } \frac{H8}{n7}$$

— ajustajele intermediare cu strîngere probabilă mai mare:

$$\frac{H6}{m5}, \boxed{\frac{H7}{m6}}, \frac{H8}{m7}$$

— ajustajele intermediare cu strîngere probabilă mică:

$$\frac{H6}{k5}, \boxed{\frac{H7}{k6}}, \frac{H8}{k7}$$

— ajustajele intermediare cu joc probabil foarte mic sau într-un număr redus de cazuri — cu o slabă strîngere probabilă:

$$\frac{H6}{j5}, \boxed{\frac{H7}{j6}}, \frac{H8}{j7}$$

Ajustajele intermediare nu asigură imobilitatea în tot cîmpul de toleranță al pieselor asamblate. În cadrul acestor ajustaje se pot realiza atît jocuri, cît și strîngeri. Pentru ca imobilitatea pieselor să fie totuși asigurată, se utilizează elemente de fixare ca: pene, știfturi, șuruburi și altele.

Ajustajele intermediare sînt utilizate în primul rînd la asamblările care, deși sînt fixate destul de bine, trebuie demontate des în vederea examinării sau înlocuirii pieselor în procesul de exploatare a mașinii. Demontarea la aceste ajustaje se realizează cu ajutorul unui ciocan sau al unor dispozitive simple; cu cît intervalul de demontare și de montare este mai scurt, cu cît această operație este mai dificilă cu atît va fi ales un ajustaj cu strîngere mai mică.

Ajustajele mai strînse sînt utilizate acolo unde se cere o centrare mai bună a pieselor asamblate (de exemplu, roți dințate de schimb).

Cu cît treapta de precizie este mai ridicată, adică strîngerile limită și jocurile limită diferă mai puțin de cele medii, cu atît asamblările sînt mai uniforme în tot lotul de piese, centrarea este mai bună, iar montarea și demontarea se face în condiții mai bune.

Pentru ca jocurile și strîngerile să nu varieze prea mult în limitele unui singur tip de ajustaj, ajustajele intermediare

sînt realizate numai în cadrul treptelor de precizie 5, 6, 7 și 8, iar în cazuri deosebit de importante se folosește și asamblarea cu sortare.

Se menționează că, în cazul ajustajelor intermediare, la aceeași treaptă de precizie, raportul dintre joc și strîngere

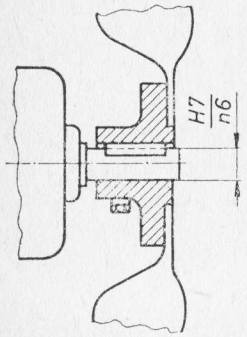


Fig. 2.30. Montarea pe arbore a unui rotor de ventilator.

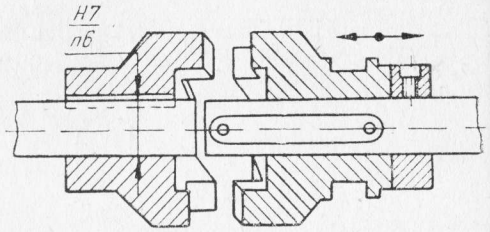


Fig. 2.31. Montarea unui cuplaj cu ghiare.

crește pe măsură ce litera simbolului respectiv se îndepărtează în alfabet de la n spre j.

În continuare se indică principalele domenii de utilizare a ajustajului intermediar.

Ajustajele intermediare cu joc posibil extrem de redus, prevăzute cu pene, sînt indicate în următoarele cazuri:

— cînd subansamblul este supus, în exploatare, unor sarcini dinamice (lovituri, șocuri), în care caz jocurile sînt deosebit de dăunătoare;

— cînd trebuie să fie întărită o asamblare asigurată cu elemente de fixare, prin crearea unor tensiuni suplimentare în material pe suprafața de contact a pieselor.

Ajustajele intermediare cu joc posibil extrem de redus fără pene se prescriu în cazul unor bucșe cu pereți subțiri, care nu permit utilizarea unor elemente de fixare.

Ca exemple de ajustaje intermediare cu joc posibil extrem de redus pot servi următoarele ajustaje:

$\frac{H7}{n6}$ la fixarea pe arbore a unui rotor de ventilator (fig. 2.30) a cuplajului cu gheare (fig. 2.31), a bucșei în cilindrul unei

pompe de mare presiune (fig. 2.32), a pachetelor pe arborele mașinilor electrice (fig. 2.33);

$\frac{H8}{n7}$ la asamblarea bucșei sertarului de distribuție la un ciocan cu aer comprimat sau cu abur (fig. 2.34).

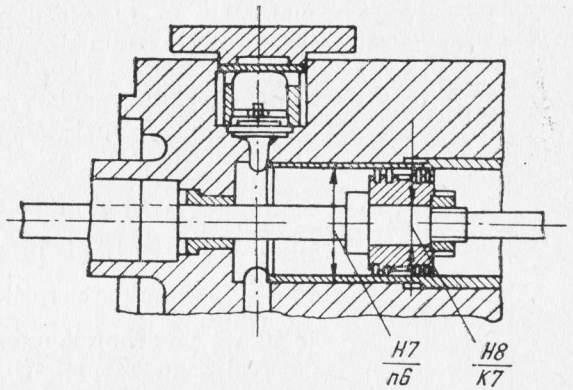


Fig. 2.32. Ajustajele: bucșei în cilindrul unei pompe $\frac{H7}{n6}$; pistonului pe tija pompei $\frac{H8}{k}$.

Ajustajele intermediare cu strîngere probabilă mai mare au strîngeri mai mici decît ajustajele intermediare cu joc posibil extrem de redus. Aceste ajustaje sînt utilizate la

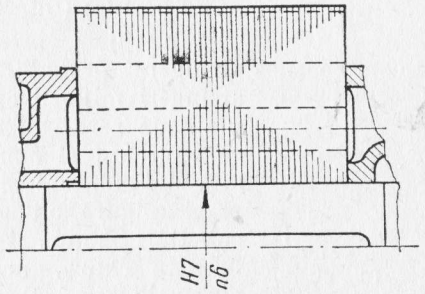


Fig. 2.33. Asamblarea pachetelor pe arborele mașinilor electrice.

încărcări statice mari sau la sarcini dinamice mici, în cazurile în care demontarea subansamblului nu este prevăzută înainte de reparația capitală, însă ea nu este cu totul exclusă.

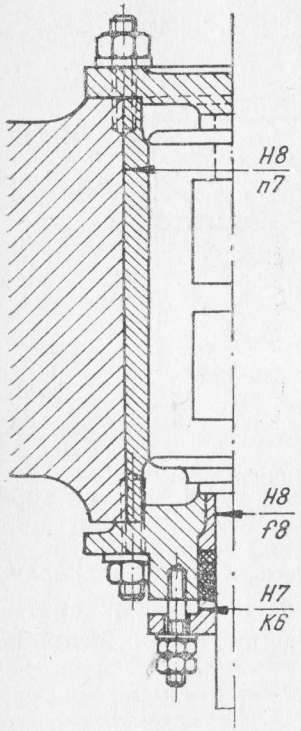


Fig. 2.34. Ajustajele bucșei sertarului de distribuție la un ciocan cu aer sau abur $\frac{H8}{n7}$; capacelor presetupelor la ciocanul cu abur sau aer comprimat $\frac{H7}{k6}$; tijei asamblată în cutia principală a presetupei $\frac{H8}{f8}$.

La o lungime de asamblare mai mare decît 1,5 *d*, ajustajul intermediar cu strîngere probabilă mai mare poate înlocui pe cel cu joc posibil extrem de redus.

Ca exemple de utilizare a ajustajelor intermediare cu strîngere probabilă mai mare se indică următoarele:

$\frac{H6}{m5}$, $\frac{M6}{h5}$ la asamblarea bolțului de piston fixat în piston;

$\frac{H7}{m6}$ la asamblarea roții în trepte fixată pe arborele unei mașini de rectificat rotund (fig. 2.35 dreapta) sau la asamblarea roții dințate conice fixată pe arborele unui reductor (fig. 2.35 stînga);

$\frac{H8}{m7}$ la fixarea bolțurilor capului de cruce în patina unui compresor (fig. 2.36) sau la șuruburile de păsuire (fig. 2.37).

Ajustajele intermediare cu strîngere probabilă mică dau strîngeri mijlocii cu valori apropiate de zero sau negative, ceea ce ușurează și simplifică procesele de montare și de demontare și asigură o centrare bună la solicitări mici și medii. Din această cauză, aceste ajustaje sînt utilizate acolo unde montarea și demontarea ansamblului trebuie să fie executate în cadrul reparațiilor curente sau medii, care nu necesită operații complicate.

Ajustajele intermediare cu strîngere probabilă mică sînt folosite în cazul montării roților cu dimensiuni mici, cupla-

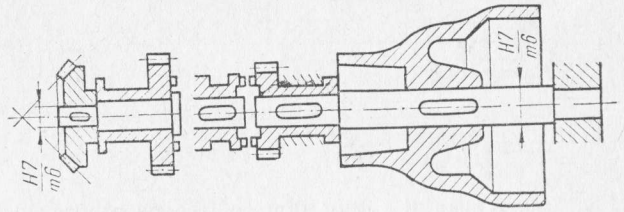
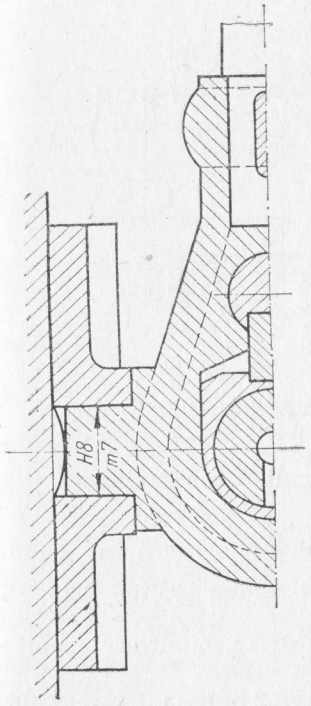


Fig. 2.35. Ajustajul roții dințate conice pe capătul de arbore; ajustajul roții în trepte pe arbore la o mașină de rectificat.



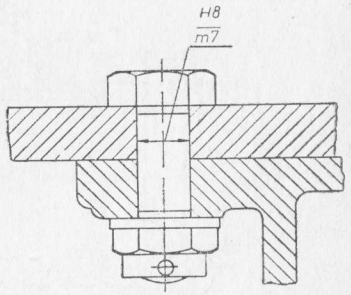


Fig. 2.37. Șurub de păsuire în gaura de trecere.

Fig. 2.36. Fixarea bolțurilor capului de cruce în patina unui compresor.

jelor, volanelor mici, pîrghiilor, roților dințate cu mers liniștit, pieselor cu excentric și bucșelor demontabile ale lagărelor.

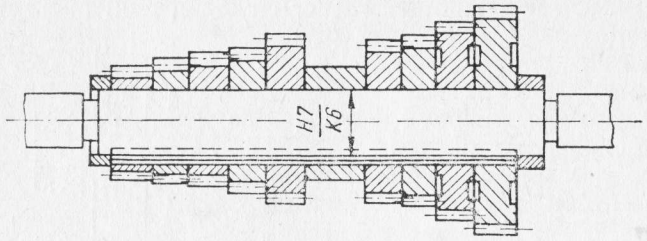


Fig. 2.38. Ajustajul roților dințate fixe pe arbore, la mașini-unelte.

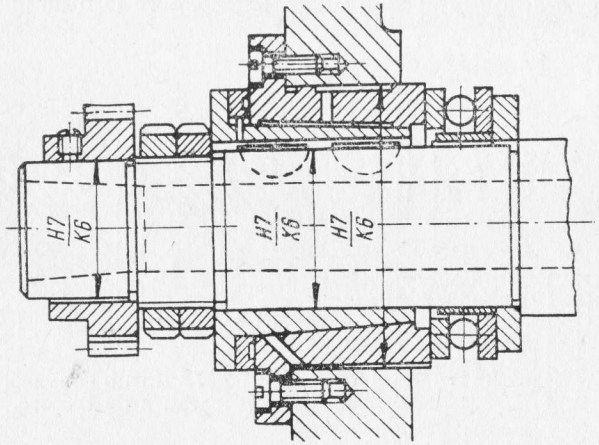


Fig. 2.39. Ajustajul roților dințate fixe (cilindrice și conice) la mașini-unelte.

Ca exemple de ajustaje intermediare cu strîngere probabilă mică pot servi:

$\frac{H6}{k5}$ la asamblarea suprafeței cilindrice exterioare a unui lagăr cu corpul păpușei fixe a unui strung (v. fig. 2.26, *2*);

$\left|\frac{H7}{k6}\right|$ la asamblarea roților dințate fixe, cilindrice și conice, ale mașinilor-unelte (fig. 2.38 și fig. 2.39); la fixarea unei

roți de mînă (fig. 2.40); la fixarea capacelor presetupelor la ciocane cu abur sau cu aer comprimat (v. fig. 2.34); la fixarea elementelor de cuplaj pe arbore (fig. 2.41).

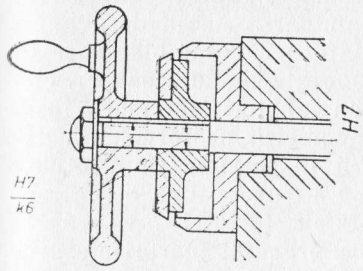


Fig. 2.40. Ajustajul unei roți de mînă pe arbore.

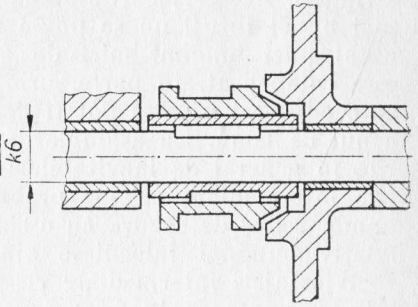


Fig. 2.41. Ajustajul elementelor de cuplaj pe arbore.

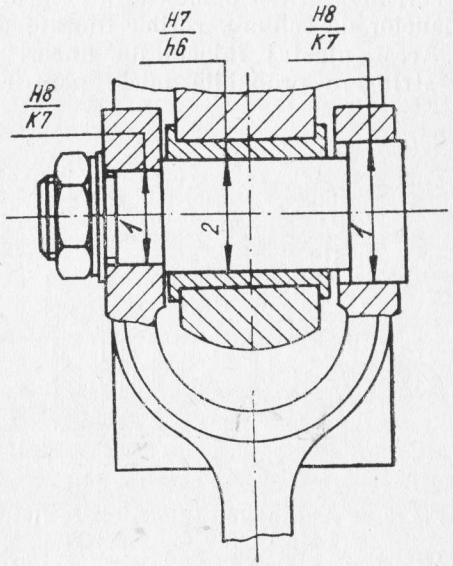


Fig. 2.42. Ajustajele:
1 — bolțului capului de cruce în urechile bielei unui compresor;
2 — bielelor pe bolțurile capetelor de cruce la compresor.

$\frac{H8}{k7}$ la fixarea bolțului capului de cruce în urechile bielei unui compresor (fig. 2.42) sau a pistonului pe tija pompei (fig. 2.32).

Ajustajele intermediare cu joc probabil foarte mic sau, într-un număr redus de cazuri — cu o slabă strîngere probabilă — sînt caracterizate de obicei prin jocuri în loc de strîngeri. Aceste jocuri sînt mici, ceea ce asigură o centrare mai bună; totuși nu se poate realiza o centrare precisă în cazul unei lungimi mici de asamblare. Acest dezavantaj este compensat, în parte, prin faptul că asamblările realizate cu acest ajustaj pot fi demontate manual sau cu ciocanul de lemn. La asamblările cu lungimi mai mari, însoțite în general de inevitabilele neprecizii de formă, ajustajele intermediare cu joc probabil foarte mic sau, într-un număr redus de cazuri, cu o slabă strîngere, dau o centrare relativ bună și înlocuiesc ajustajele forțate.

Ajustajele intermediare cu joc probabil foarte mic sau, într-un număr redus de cazuri, cu o slabă strîngere sînt utilizate la subansamblurile care, în exploatare, sînt supuse deseori montării și demontării, cum ar fi, de exemplu, cazul volanelor de schimb, roților dințate de schimb etc.

Acest ajustaj înlocuiește uneori ajustajul intermediar cu strîngere probabilă mică, pentru a evita deformațiile

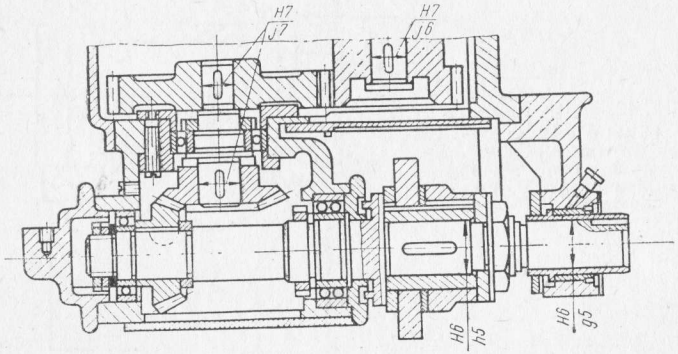


Fig. 2.43. Ajustajele roților dințate fixate cu pene la mașini-unelte $\frac{H7}{j6}$; bucșelor pe arbore $\frac{H6}{h5}$; arborelui în lagăr $\frac{H7}{g5}$.

mari în timpul montării, ca de exemplu în unele cazuri la fixarea coroanelor dințate pe volan. Uneori aceste ajustaje se folosesc și ca ajustaje deplasabile, fără oscilații sensibile

ca de exemplu unele construcții ale vîrfului păpușii fixe a strungurilor de mare precizie, înlocuind ajustajul alunecător.

Utilizarea ajustajelor intermediare cu joc probabil foarte mic sau, într-un număr redus de cazuri cu slabă strîngere probabilă se recomandă în următoarele situații:

$\frac{H6}{j5}$ la asamblarea bucșei conice în lagărul păpușii fixe a unui strung pentru tăiat filet (fig. 2.26, *3*);

$\frac{H7}{j6}$ la fixarea roților dințate cilindrice și conice cu pene (fig. 2.43).

2.1.7. AJUSTAJE CU JOC

Ajustajele cu joc sînt utilizate în subansambluri la care piesele se pot deplasa una față de cealaltă în timpul lucrului. Deplasările pot fi variate: axiale sau de rotație, de scurtă sau de lungă durată și cu viteze diferite. Raportul dintre lungimea asamblării și diametrul suprafețelor în contact poate de asemenea să difere. În timpul rotirii, arborele poate fi sprijinit în două sau mai multe lagăre. În sfîrșit, în timpul procesului de lucru, temperatura poate fi constantă sau variabilă.

Aceste condiții determină valoarea optimă a jocului. În acest sens, în cele ce urmează se dau cîteva indicații de orientare pentru alegerea jocurilor. La aceeași turație, jocurile trebuie să fie mai mari în cazul unor deplasări axiale decît în cazul unor mișcări relative de rotație, afară de cazurile speciale, cînd se cere o direcție de mișcare foarte precisă. În cazul unei mișcări de rotație, jocul trebuie să fie cu atît mai mare, cu cît turația este mai mare și cu cît precizia de prelucrare este mai mică. Jocul trebuie să fie mărit proporțional cu creșterea viscozității uleiului de ungere. Dacă arborele este sprijinit în mai multe lagăre, atunci jocul trebuie să fie mărit, avînd în vedere deformările inerente ale arborelui și coaxialitatea imperfectă a lagărelor. Diferența de temperatură dintre arbore și alezaj de asemenea trebuie să se ia în considerare la alegerea jocului.

Pentru ajustaje cu joc, se prevăd șase tipuri de ajustaje:
— ajustaje cu joc minim egal cu zero:

$$\frac{H6}{h5},\ \boxed{\frac{H7}{h6}},\ \boxed{\frac{H8}{h8}},\ \frac{H8}{h7},\ \frac{H9}{h9},\ \frac{H10}{h10},\ \frac{H11}{h11},\ \frac{H12}{h12};$$

— ajustaje cu jocuri foarte mici:

$$\frac{H6}{g5},\ \boxed{\frac{H7}{g6}};$$

— ajustaje cu jocuri mici:

$$\frac{H6}{f6},\ \frac{H7}{f6},\ \boxed{\frac{H7}{f7}},\ \boxed{\frac{H8}{f8}},\ \frac{H9}{f9}$$

— ajustaje cu jocuri mijlocii:
a) avînd valori mai mici

$$\frac{H6}{e7},\ \boxed{\frac{H7}{e8}},\ \frac{H8}{e9};$$

b) avînd valori mai mari

$$\frac{H7}{d8},\ \boxed{\frac{H8}{d9}},\ \frac{H9}{d10},\ \frac{H10}{d10},\ \boxed{\frac{H11}{d11}};$$

— ajustaje cu jocuri mari:

$$\frac{H7}{c8},\ \frac{H8}{c9},\ \frac{H11}{c11}$$

— ajustaje cu jocuri foarte mari:

$$\frac{H8}{a9},\ \boxed{\frac{H11}{a11}},\ \frac{H8}{b9},\ \boxed{\frac{H11}{b11}},\ \frac{H12}{b12}.$$

Ajustajele cu joc minim egal cu zero se realizează prin asamblarea a două piese la care cîmpurile de toleranță sînt cele ale pieselor de bază din sistemul alezaj unitar și arbore unitar. Jocul maxim la aceste ajustaje este deci egal cu suma toleranțelor alezajului și arborelui, adică cu toleranța ajustajului. La asamblarea pieselor care formează aceste ajustaje se realizează de regulă un joc foarte mic.

Aceste ajustaje pot fi utilizate atît la asamblări fixe, cît și la asamblări mobile. În cazul diametrelor mici, piesele se pot deplasa manual una față de alta atunci cînd suprafețele sînt puțin unse.

Ajustajul cu joc minim egal cu zero este singurul ajustaj care face parte din toate treptele de precizie (1—16). Din această cauză el înlocuiește ajustajul intermediar în treptele de precizie 9, 10, 11 și 12 care lipsesc în ajustaj intermediar.

Ajustajul cu joc minim egal cu zero mai este utilizat în cazul centrării arborilor în alezaje cu ajutorul penelor, cînd nu se impune o centrare mai precisă.

Aceasta are loc și la treptele de precizie ridicată, atunci cînd piesele trebuie să fie înlocuite des sau la asamblările demontate des.

Ca exemple de utilizare a ajustajului cu joc minim egal cu zero pentru asamblări fixe se pot indica următoarele:

$\frac{H6}{h5}$ la asamblarea unei bucșe pe arbore la mașini-unelte (fig. 2.43);

$\boxed{\frac{H7}{h6}}$ la asamblarea roților dințate de schimb pe arborii diferitelor mașini-unelte, a roților dintr-o singură bucată pentru curele de transmisie. (fig. 2.44), a pieselor proeminente inelare pentru centrare (fig. 2.45), a bielelor pe bolțurile capetelor de cruce la compresoare (v. fig. 2.42, *2*);

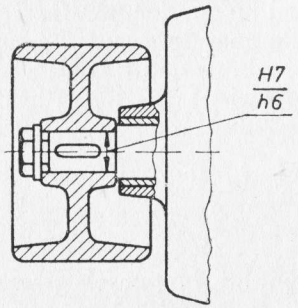


Fig. 2.44. Ajustajul roților dintr-o singură bucată pentru curele de transmisie.

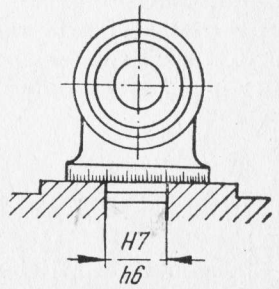


Fig. 2.45. Ajustajul pieselor inelare pentru centrare.

$\boxed{\frac{H8}{h8}}$ la asamblarea capului bielei în locașul tijei (fig. 2.46);

$\frac{H9}{h9}$ la asamblarea pistoanelor în cilindru și a tijei pistonului cu pistonul la compresoare (fig. 2.47), a roților dințate fixe pe arbore sau bucșe (fig. 2.48), a butucului paletelor unui malaxor pe arbore (fig. 2.49), a bolțurilor în capul bielei unui compresor (fig. 2.50);

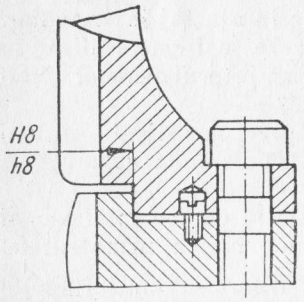


Fig. 2.46. Asamblarea capului bielei în locașul tijei.

$\boxed{\frac{H11}{h11}}$ la asamblarea roții melcate pe arborele unui dispozitiv de transport (fig. 2.51), a roții de lanț pe arborele unui mecanism de ridicat (fig. 2.52);

$\frac{H12}{h12}$ suprafețele de etanșare cu canal și pană al flanșelor (fig. 2.53).

La asamblările mobile, ajustajul cu joc minim egal cu zero este utilizat foarte rar și numai în cazul deplasărilor axiale cu viteze foarte mici. Ca exemple de utilizare a acestui ajustaj, din diferite trepte de precizie, la asamblările mobile menționăm:

$\frac{H6}{h5}$ la asamblarea ștuțului în corpul unui robinet (fig. 2.54);

$\boxed{\frac{H7}{h6}}$ asamblarea tijei pistonului în bucșele presetupei unei pompe, a pistonului în cilindrul unei mașini pneumatice etc.;

$\frac{H9}{h9}$ la asamblarea cuzineților de la biela unui compresor, între proeminențele arborilor (v. fig. 2.50);

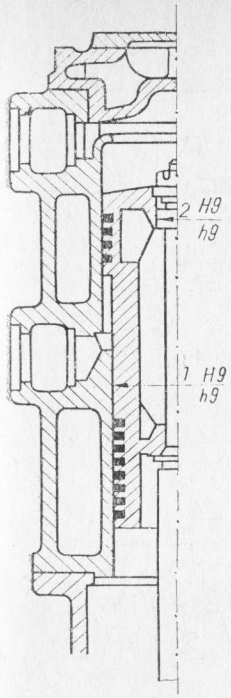


Fig. 2.47. Asamblarea:

1 — pistoanelor în cilindru; 2 — tijei pistonului în piston la compresoare.

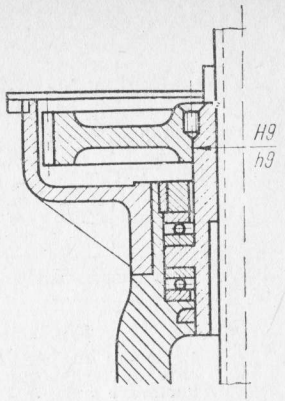


Fig. 2.48. Asamblarea roților dințate fixate pe arbore sau pe bucșe.

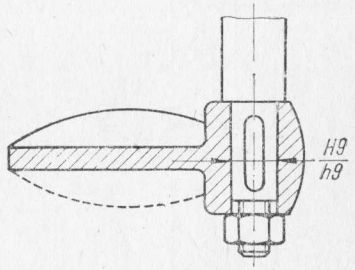


Fig. 2.49. Asamblarea butucului paletelor cu arborele la un malaxor.

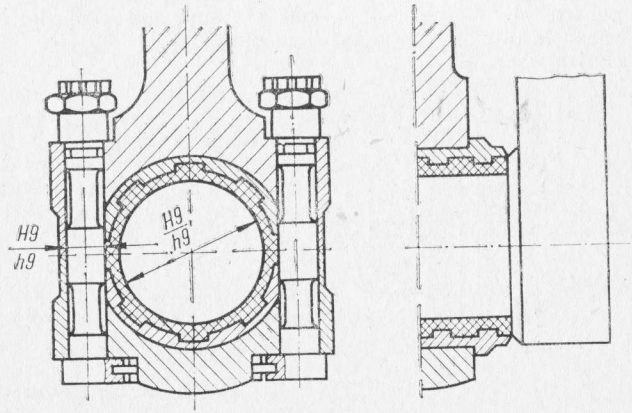


Fig. 2.50. Ajustajele:

1 — bolțurilor în capul bielei la un compresor; 2 — cuzineții de la biela unui compresor, între proeminențele arborelui.

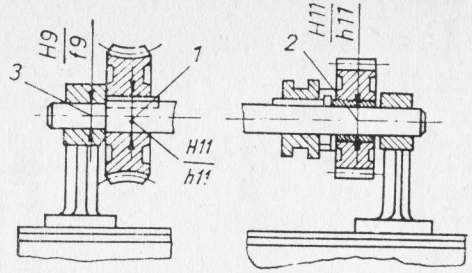


Fig. 2.51. Ajustajele:
1 — roții melcate pe arborele unui dispozitiv de transportat; *2* — roților dințate cu deplasare axială; *3* — arborilor în lagărele mecanismelor de precizie redusă.

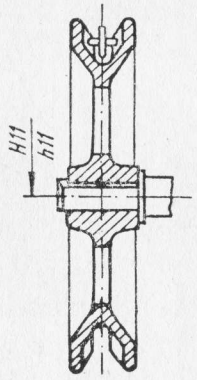


Fig. 2.52. Montarea roții pentru lanț pe arborele unui mecanism de ridicat.

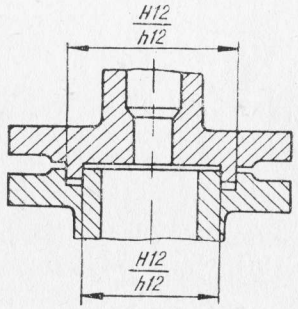


Fig. 2.53. Ajustajul suprafețelor de etanșare cu canal și pană ale flanșelor.

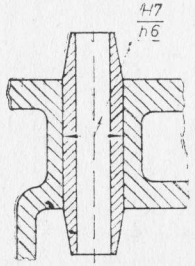


Fig. 2.54. Asamblarea ștuțului în corpul unui robinet. ←

$\boxed{\frac{H11}{h11}}$ la asamblarea capacului presetupei (fig. 2.55), a articulației dintre cadrul unui vagon și dispozitivul de conso-

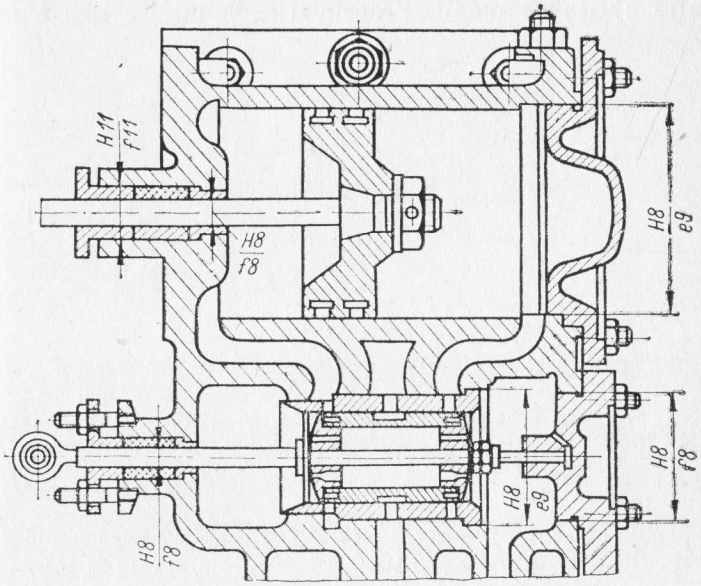


Fig. 2.55. Ajustajele: bucșei sertarului în corpul unei mașini cu abur $\frac{H8}{e6}$; capacului presetupei în corp $\frac{H11}{h11}$; tijei în presetupă $\frac{H8}{f8}$; capacul cutiei sertarului în corp $\frac{H8}{r8}$.

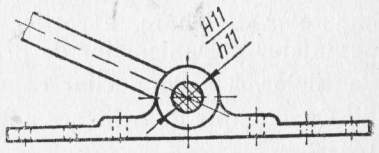


Fig. 2.56. Asamblarea articulației dintre cadrul unui vagon și dispozitivul de consolidare a longeronului.

lidare a longeronului (fig. 2.56), a cremalierei pe tija unui mecanism de descărcare a unui cărucior (fig. 2.57), la asamblarea articulației dispozitivului de tăiere a paielor (fig. 2.58);

$\frac{H12}{h12}$ la asamblarea pieselor armăturilor electrice, întrerupătoarelor, pîrghiilor etc.

Ajustajele cu jocuri foarte mici sînt cele mai strînse dintre ajustajele mobile propriu-zise; la un joc foarte mic,

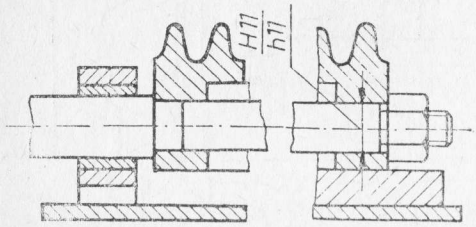


Fig. 2.57. Montarea cremalierei pe tija unui mecanism de descărcare a unui cărucior.

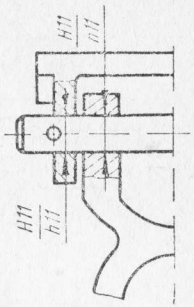


Fig. 2.58. Asamblarea articulației la dispozitivul de tăiere a paielor.

ele trebuie să aibă toleranțe și mai reduse. Din această cauză, acest ajustaj figurează numai în treptele de precizie 5, 6 și 7. El este utilizat de exemplu în cazul unor mișcări reversibile în vederea eliminării bătăilor, sau în cazul în care este necesar să se mențină, în timpul deplasării, o coaxialitate bună între arbore și alezaj, în astfel de situații jocurile mai mari putînd fi dăunătoare.

Ajustajele cu jocuri foarte mici își găsesc utilizarea la asamblarea axelor principale ale strungurilor de precizie, a capetelor divizoare, a roților dințate de schimb, a pieselor cuplajelor mecanismelor de precizie, la diferite asamblări ale ventilelor, a asamblărilor capetelor bielelor de motoare etc.

Ca exemple de utilizare a acestor ajustaje se indică următoarele:

$\frac{H6}{g5}$ la asamblarea arborelui (cu bucșa) la lagărul unei mașini de tăiat dinți (fig. 2.43);

$\frac{H7}{g6}$ la asamblarea bucșelor de schimb pentru ghidare (fig. 2.59), a tijei ventilului de siguranță în bucșe și a capacului de sprijin în cutia de ventile (fig. 2.60).

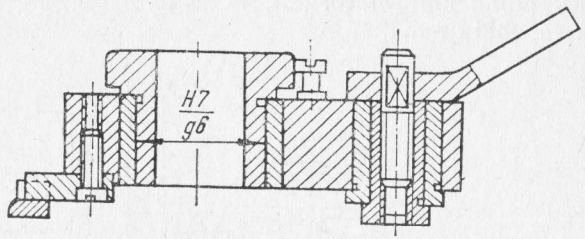


Fig. 2.59. Asamblarea bucșelor de schimb pentru ghidare.

Ajustajele cu jocuri mici, la care jocurile au valori sensibil mai mari decît cele descrise anterior, își găsesc utilizarea în cazul rotirii pieselor cu viteze moderate.

Dintre ajustajele mobile, cele cu jocuri mici sînt cele mai utilizate în construcția de mașini.

Ca exemple de utilizare a acestor ajustaje se menționează următoarele: asamblările arborilor cotiți cu lagărele principale și cu capetele bielelor, asamblările arborilor de distribuție în lagăre, asamblările fusurilor arborilor de precizie în reductoare la viteze mijlocii etc.

Tot în această categorie se pot încadra roțile dințate care se rotesc liber pe arbori (v. fig. 2.26), arborii asamblați în lagărele mașinilor electrice mici și mijlocii, $\boxed{\frac{H7}{f7}}$.

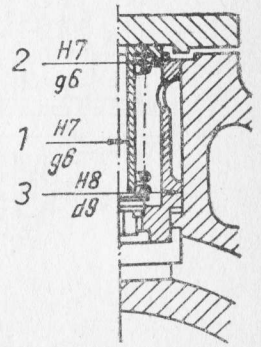


Fig. 2.60. Asamblarea:
1 — tijei ventilului de siguranță în capacul de sprijin; *2* — capacului de sprijin în cutia ventilelor; *3* — cutiilor ventilelor în corpul compresoarelor.

Ajustajul $\boxed{\frac{H8}{f8}}$, avînd jocuri ceva mai mari, este utilizat la asamblarea arborilor în lagăre, în cazul unor turații

mari, ca de exemplu la pompele centrifuge, la arborii sprijiniți între lagăre (din cauza unei inevitabile abateri de la coaxialitate), la roțile dințate libere pe bucșe, la roțile libere, la jocul de exploatare dintre partea superioară a pistonului și pereții cilindrului motorului, la asamblarea bolțului de culisare în ghidaje etc.

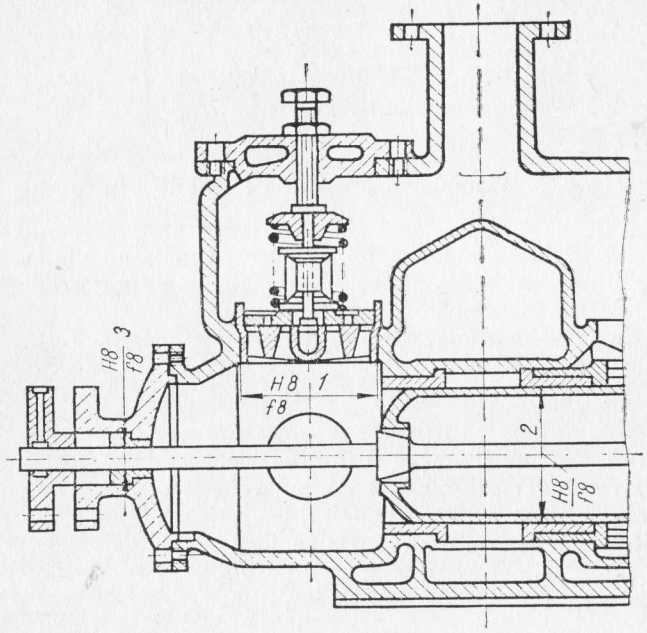


Fig. 2.61. Asamblarea:
1 — scaunul ventilului în locașul lui; *2* — plungerul pompei în corpul principal; *3* — tija în presetupă.

Ajustajul $\left|\frac{H8}{f8}\right|$ este mult utilizat și la alte asamblări. De exemplu, asamblarea tijei în cutia principală a presetupei (v. fig. 2.34), asamblarea plunjerului pompei în capacul principal al corpului și tijei pompei în cutia principală a presetupei (fig. 2.61), asamblarea tijelor pistonului și sertarului

în cutiile principale ale presetupelor și asamblarea capacului cutiei sertarului în corpul mașinii cu abur (v. fig. 2.55) la mecanismul de acționare a unui șubăr (fig. 2.62).

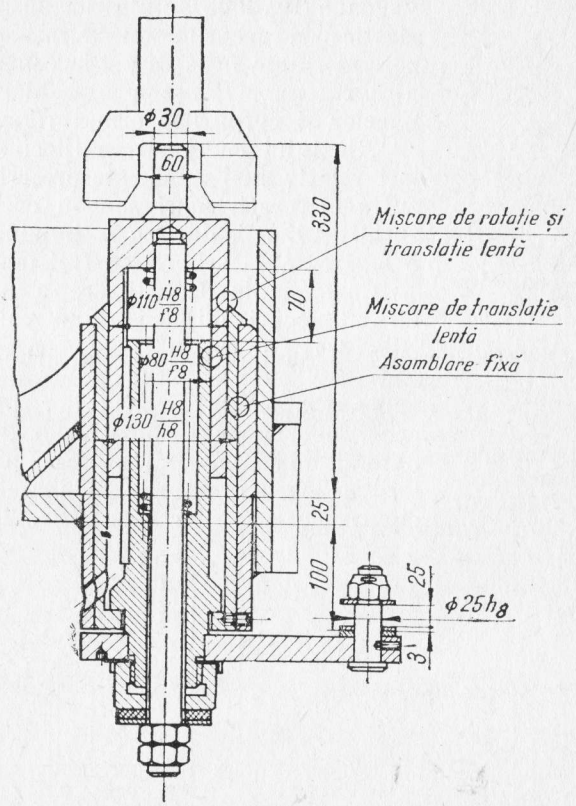


Fig. 2.62. Mecanism de acționare a unui șuber.

Ajustajele $\frac{H9}{f9}$ se utilizează la lagărele mecanismelor grosolane și a mufelor montate liber, în vederea unei deplasări axiale a arborilor (v. fig. 2.51), a articulațiilor care funcționează în încăperi deschise, a diferitelor pîrghii și a segmenților de piston.

Ajustajul $\frac{H9}{f9}$ se mai utilizează la asamblarea bolțurilor în articulații, în cazul îmbinărilor mai puțin pretențioase, ca de exemplu, asamblarea suspensiei oscilante la vagoane (fig. 2.63), a pieselor de armături elastice, a arborilor prelucrați grosolan care se rotesc în lagăre și la centrarea cu ajutorul unor flanșe a asamblărilor capacelor și corpurilor armăturilor.

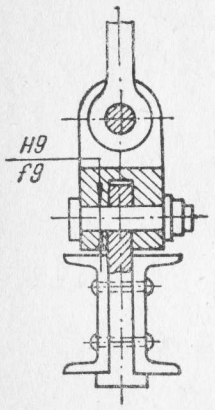


Fig. 2.63. Articulația suspensiei oscilante la vagoane.

Ajustajul cu jocuri mijlocii cu valori relativ mai mici este prescris în cazul unei turații mari sau în cazul unei turații mijlocii, dar cu o lungime mare a lagărelor, la arborii cu trei lagăre.

Ca exemplu de utilizare a ajustajului cu jocuri mijlocii având valori mai mici $\frac{H6}{e7}$ se indică lagărele arborilor cu came (fig. 2.64), a arborilor pompelor centrifuge și ale dispozitivelor de acționare ale mașinilor de rectificat, a arborilor turbogeneratoarelor, a lagărelor principale ale arborilor cotiți (fig. 2.65).

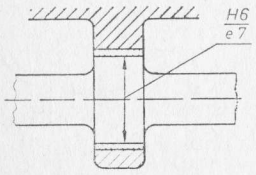


Fig. 2.64. Lagăr de arbore cu came.

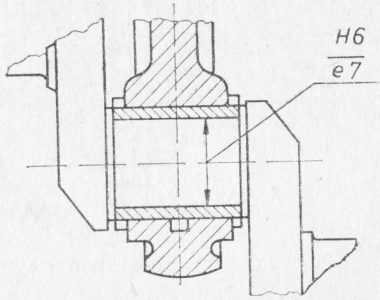


Fig. 2.65. Lagăr de arbore cotit.

Ajustajul $\frac{H7}{e8}$ este utilizat în cazul arborelui cu roți baladoare la asamblarea bucșei roții cu arborele.

Ajustajul $\frac{H8}{e9}$ se utilizează la asamblarea segmenților de etanșare în canalele respective (în lățime), la asamblarea arborilor în lagărele mașinilor agricole, la centrarea capacelor, la bucșa cilindrului de sertar în corpul mașinii de abur (v. fig. 2.55), la asamblarea pistonului cu cilindrul pompei.

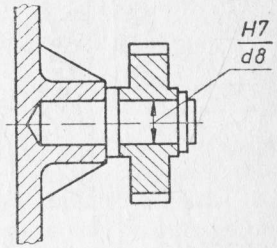


Fig. 2.66. Montarea roților libere pe axe.

Ajustajele cu jocuri mijlocii și valori relativ mai mari sînt utilizate în cazurile în care există o turație mare și o presiune specifică mică în lagăre, la asamblări fără condiții de precizie deosebite care permit înclinări, precum și în cazurile în care trebuie să se prevadă jocuri constructive datorită încălzirii mai accentuate a piesei interioare față de cea exterioară.

Ca exemple de folosire a ajustajului cu jocuri mijlocii $\frac{H7}{d8}$ se menționează asamblarea supapelor de precizie în ghidaje (supapele de admisiune), jocul de exploatare dintre piston și cilindru în partea superioară a cilindrului motorului, asamblarea axului pompei de ulei în corpul camerei de aspirație, montarea în lagăre lungi, asamblarea segmenților de piston în canelele respective în lățime, montarea roților libere pe axe (fig. 2.66).

Ca exemple de utilizare a ajustajelor $\frac{H8}{d9}$ se menționează cutiile ventilelor în corpurile compresoarelor (v. fig. 2.60).

Ajustajul $\frac{H9}{d10}$ este folosit la centrarea capacelor laterale.

Ajustajul $\left|\frac{H11}{d11}\right|$ se utilizează la bolțurile de articulații pentru asamblări de importanță secundară, la dispozitive de protecție, în cazul arborilor care se rotesc în lagărele aparatelor de mică precizie și la mașini de uz casnic.

Ajustajele cu jocuri mari sînt utilizate în vederea asigurării unei anumite elasticități, necesară pieselor în condiții de solicitări și medii nefavorabile (unele mașini agricole, roți dințate de importanță secundară, la utilajele folosite în construcții).

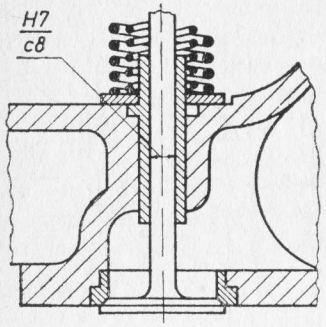


Fig. 2.67. Ajustajul tijei supapei în bucșa de ghidare în cazul cîmpurilor de toleranță de execuție egale.

În cazul ajustajului $\frac{C11}{h11}$ se pot utiliza arborii trași neprelucrați. Ajustajul $\frac{H7}{c8}$ este indicat pentru tija supapei în bucșa de ghidare la motoare de ardere internă, întrucît arborele se încălzește mai mult decît alezajul (fig. 2.67).

Se menționează ajustajul $\frac{H8}{c9}$ la un cilindru hidraulic cu piston, la care pistonul are un diametru cu 0,1 mm mai mic decît cilindrul.

Ajustajele cu jocuri foarte mari se folosesc rar. Ajustaju $\frac{H11}{a11}$ este destinat pieselor componente ce urmează [a fi îmbinate foarte larg. Ele sînt folosite la unele mașini agricole, la utilaje de construcție, la lagăre utilizate în aer liber și supuse intemperiilor, murdăriei etc.

2.1.8. AJUSTAJELE COMBINATE ALE PIESELOR DE DIFERITE TREPTE DE PRECIZIE

În afară de ajustajele în care alezajul și arborele aparțin acelorași trepte de precizie, se folosesc, în anumite cazuri, ajustaje ale căror piese fac parte din trepte de precizii diferite. Acest procedeu se datorește unor serii de cauze, printre care și faptului că prelucrarea alezajelor în treptele de precizie mai ridicate este mai complicată. La ajustajele intermediare și cu strîngere, menținînd aceeași combinație de litere și folosind arborele la o precizie cu o treaptă mai fină decît alezajul, ajustajul probabil va fi aproximativ același, independent de precizia aleasă. Din acest motiv însă, o serie de

ajustaje își schimbă caracterul în funcție de precizia elementelor sale. De altfel, caracterul ajustajului depinde nu numai de precizia aleasă ci și de dimensiunea nominală a pieselor (de ex. ajustajul $\frac{H8}{r7}$ este intermediar pînă la $D=100$ mm și este cu strîngere la dimensiuni mai mari, iar ajustajele $\frac{H7}{r6}$ și $\frac{H6}{r5}$ sînt cu strîngere la orice dimensiune).

De aici rezultă că, în cazul sistemului ISO de toleranțe și ajustaje, fiecare combinație de simboluri, fiecare ajustaj, trebuie analizat individual, în special în domeniul ajustajelor cu strîngere și a celor intermediare, pentru a se determina caracterul ajustajului, ajustajul probabil, ajustajul limită și toleranța ajustajului.

O altă cauză a utilizării ajustajelor combinate din piese de diferite trepte de precizie este posibilitatea de a folosi semifabricate rotunde, cum sînt barele trase de precizie mare sau obișnuită, fără a le mai prelucra pe mașini-unelte. În cazul acesta, toleranțele relativ mari ale arborilor pot fi compensate parțial prin utilizarea alezajelor dintr-o clasă de precizie mai mare. Astfel, sînt folosite ajustajele avînd arborii prelucrați după treapta de precizie 8 și alezajele după treapta de precizie 6. Se mai pot utiliza și alte combinații între alezaje și arbori, dacă sînt raționale.

În multe cazuri este avantajos să se prescrie dimensiuni limită, chiar cînd piesele nu sînt destinate să intre în compunerea unor ajustaje. Aceste limitări ale dimensiunilor pot servi la reducerea greutății produselor finite sau a adaosurilor de prelucrare ale operațiilor intermediare, cînd se urmărește realizarea interschimbabilității la fixarea pieselor în mașina unealtă sau în dispozitiv, după strunjire, frezare sau matrițare.

Dimensiunile pieselor care nu se asamblează se numesc libere, pentru acestea se utilizează de obicei treptele de precizie 12—16.

Aceste trepte de precizie pot fi însă utilizate, în anumite cazuri, și pentru ajustaje, cînd jocurile dintre piesele asamblate pot fi mari, fără să existe dezavantaje în ceea ce privește funcționarea normală a subansamblului.

2.1.9. AJUSTAJE PRIN SORTARE

În construcția de mașini sînt cazuri în care chiar precizia claselor ridicate nu poate satisface condițiile impuse din punctul de vedere al exploatării.

Astfel de exemplu, în cazul asamblării bolțului de piston cu capul bielei, deși piesele sînt executate cu toleranțe din treapta de precizie 5, ajustajul realizat nu este satisfăcător din punct de vedere al condițiilor de exploatare. Tot astfel, pentru multe asamblări cu condiții mai severe de precizie, ajustajele intermediare realizate cu piese prelucrate cu toleranțe din treapta de precizie 5 sau 6 pot fi nesatisfăcătoare deoarece datorită faptului că se pot obține atît atrîngeri cît și jocuri, pot conduce fie la erori de centrare, fie la tensiuni prea mari în materialele pieselor.

Pentru ca omogenitatea și precizia asamblărilor să fie ameliorate, înainte de montare se efectuează o sortare a pieselor pe grupe și se asamblează piesele care fac parte din grupe de același ordin.

Ajustajele astfel obținute se numesc ajustaje prin sortare; ele sînt utilizate în cazurile în care precizia necesară funcțional nu poate fi obținută tehnologic în condiții de eficiență economică și cînd este deci preferabilă prelucrarea cu precizie mai redusă și efectuarea unei sortări prealabilă montării.

Întrucît ajustajele prin sortare modifică principiile interschimbabilității complete, adoptarea acestui sistem în producția pe bandă sau acolo unde interschimbabilitatea este necesară, impune o analiză foarte atentă.

În unele fabricații, ca de exemplu la rulmenți, ajustajul prin sortare a elementelor componente are o aplicație generală, fiind singura metodă posibilă și economic indicată în vederea ridicării preciziei ajustajului. Ajustajul prin sortare poate fi aplicat la piese cilindrice, conice, prismatice sau filetate.

Orice ajustaj este caracterizat prin valoarea strîngerii sau jocului. De exemplu, jocul maxim și minim din ajustajul ales trebuie să satisfacă condițiile de exploatare impuse mașinii și anume: în cazul jocului minim să fie asigurată mișcarea pieselor una față de cealaltă, iar în cazul jocului maxim să fie asigurată și funcționarea fără zgomot, bătăi și vibrații.

Legătura dintre jocul minim și jocul maxim este exprimată prin relația

$$J_{max} = J_{min} + (T_D + T_d).$$

Se va lua, de exemplu, ajustajul cu jocuri mici $\left|\frac{H7}{f7}\right|$ pentru un arbore de 65 mm diametru. Se presupune că jocul maxim de 90 μm din ajustajul ales este prea mare pentru funcționarea normală a mașinii considerate. Jocul maxim poate fi micșorat fie prin micșorarea jocului minim — deci prin apropierea celor două cîmpuri de toleranță — fie prin micșorarea toleranțelor, arborelui și alezajului. În mod practic însă, nici una din aceste soluții nu este acceptabilă: micșorarea jocului minim ar conduce la funcționarea necorespunzătoare a ansamblului, iar toleranțele de prelucrare ar deveni prea mici și nu s-ar putea realiza tehnologic. În astfel de cazuri nu rămîne decît soluția de a sorta piesele în grupe în cursul controlului. Sortarea pieselor se face manual, cu ajutorul unor calibre limitative corespunzătoare sau aparate de măsurat, ori automat, cu ajutorul unor aparate de controlat și sortat.

În cazul ajustajului prin sortare, piesele care se asamblează pot fi prelucrate cu aceiași toleranță sau cu toleranțe diferite. Pentru ca din îmbinarea pieselor din grupa de același ordin să rezulte ajustaje identice este necesar ca atît cîmpurile de toleranță (T_D și T_d) cît și jocul minim (J_{min}) să fie aceleași pentru toate ajustajele, ceea ce nu se poate obține decît în situația unor toleranțe de execuție egale atît pentru piesele tip arbore cît și pentru cele tip alezaj.

În cele ce urmează se va analiza situația pieselor fabricate cu toleranțe de execuție egale.

Se presupune că piesele se vor sorta în trei grupe conform fig. 2.68, în limitele toleranțelor de prelucrare.

Rezultatul sortării și al asamblării pieselor din grupe de același ordin este arătat în tabelul 2.10.

Prin ajustarea prin sortare, în cazul ajustajului cu joc, s-a obținut micșorarea jocului maxim de la 90 μm pînă la 70 μm și mărirea jocului minim de la 30 μm pînă la 50 μm.

Ca urmare a sortării, jocurile realizate prin asamblarea pieselor din grupe se apropie de jocul mediu și anume cu atît

mai mult cu cît numărul grupelor este mai mare. În cazul ajustajelor cu strîngere, sortarea contribuie la mărirea strîngerii minime, asigurînd un ajustaj mai rezistent și de durată

Tabelul 2.10

Sortarea pieselor în grupe și asamblarea pieselor din grupe de același ordin în cazul toleranțelor egale

Numărul grupei	Abaterile limită ale grupelor de sortare, în μm		$T'_D + T'_d$ μm	J'_{min} μm	J'_{max} μm
	Alezaj	Arbore			
I	+ 0...+10	−60...−50	20	50	70
II	+10...+20	−50...−40	20	50	70
III	+20...+30	−40...−30	20	50	70

mai mare, și la micșorarea strîngerii maxime, eliminînd astfel tensiunile exagerate care iau naștere uneori din această cauză.

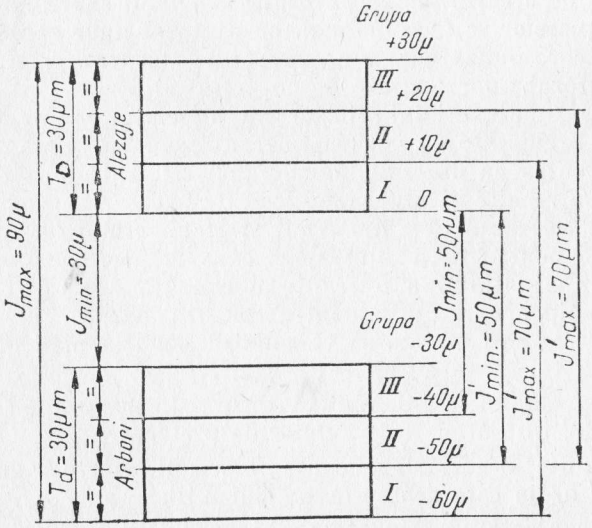


Fig. 2.68. Schema sortării pieselor pe grupe.

În consecință, dacă pentru subansamblul dat se impune un ajustaj precis, care ar necesita ca toleranța de prelucrare a pieselor să fie așa de mică încît ar rezulta rebuturi impor-

tante, se poate mări toleranța de prelucrare a pieselor asamblate, cu condiția ca, prin efectuarea unei sortări, să fie obținute grupe de piese cu toleranțe de sortare care să satisfacă precizia de asamblare.

Dacă pentru piesele care se asamblează, toleranțele de execuție vor fi diferite, asamblarea pieselor din grupe de același ordin va duce la realizarea unor ajustaje care diferă de la grupă la grupă, ca urmare a modificării jocul minim respectiv a poziției relative a cîmpurilor de toleranță de sortare (fig. 2.69).

Astfel, așa cum rezultă din exemplul din fig. 2.69, dacă la asamblarea pieselor arbore din grupa *I* cu piesele alezaj din grupa *I* jocul minim este $J_{I\ min}=50$ μm, iar jocul maxim

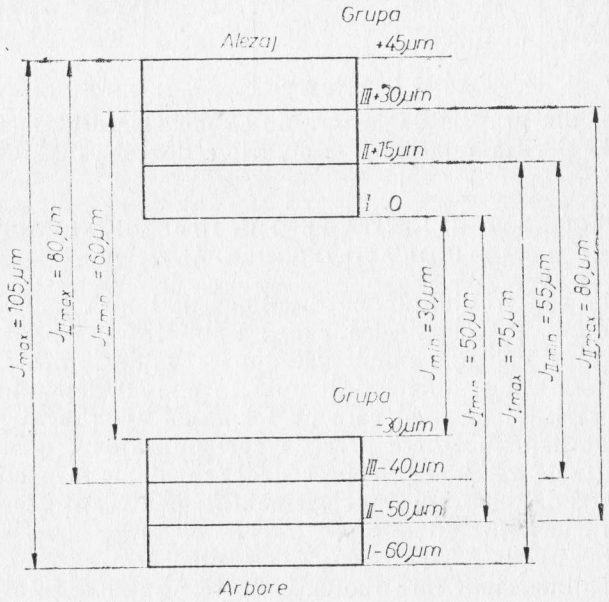


Fig. 2.69. Schema sortării pieselor pe grupe în cazul cîmpurilor de toleranță de execuție inegale.

$J_{I\ max}=J_{I\ min}+(T_{Dr}+T_{dr})=50+(15+10)=75$ μm, la asamblarea pieselor sortate în grupa *II*, $J_{II\ min}=55$ μm respectiv $J_{II\ max}=55+25=80$ μm, iar la asamblarea pieselor

sortate în grupa *III*, $J_{III\ min}=60$ μm respectiv $J_{III\ max}=60+25=85$ μm (tabelul 2.11).

Se poate observa deci că jocul minim și maxim este variabil și că deci caracterul ajustajelor obținute prin asamblarea

Tabelul 2.11

Sortarea pieselor în grupe și asamblarea pieselor din grupe de același ordin în cazul toleranțelor inegale

Numărul grupei	Abaterile limită ale grupelor de sortare, în μm				$T'_D+T'_p$ μm	J'_{min} μm	J'_{min} μm
	Alezaj		Arbore				
I	0	+15	−60	−50	25	50	75
II	+15	+30	−50	−40	25	55	80
III	+30	+45	−40	−30	25	60	85

pieselor din grupele de sortare nu se menține același, indiferent de poziția relativă a cîmpurilor de toleranță de execuție.

2.1.10. ABATERI LIMITĂ PENTRU DIMENSIUNI FĂRĂ INDICAȚII DE TOLERANȚĂ

Prin abateri limită pentru dimensiuni fără indicații de toleranță se înțeleg acelea care nu sînt înscrise pe linia de cotă, după valoarea nominală, după regulile indicate anterior, ci sînt menționate prin note în cîmpul desenului. Ele se referă la dimensiuni care nu formează ajustaje și pentru care este satisfăcătoare precizia corespunzătoare condițiilor obișnuite de execuție prin procedeul tehnologic respectiv.

Astfel de toleranțe sînt reglementate pentru: așchiere, turnare, forjare, ambutisare.

Prin STAS 2300-75 se reglementează abaterile limită pentru dimensiuni fără indicații de toleranță, obținute prin așchiere. Nivelul tehnologic putînd fi variabil în limite destul de largi, standardul prevede trei clase de abateri limită: fină, mijlocie și grosolană. Valorile abaterilor limită sînt valori rotunjite ale toleranțelor fundamentale din sistemul ISO și anume: IT12 pentru clasa fină, IT14 pentru clasa mijlocie și IT16 pentru clasa grosolană, cîmpurile de

toleranță fiind plasate simetric față de linia zero atît pentru dimensiuni de tip arbore cît și pentru dimensiuni de tip alezaj: de exemplu pentru 50 mm: ±0,3 la clasa mijlocie.

Se admite și prescrierea unor abateri limită numai în plus pentru alezaje, respectiv numai în minus pentru arbori păstrînd însă același cîmp de toleranță. Astfel, în caz de necesitate, pentru dimensiunea de 50 mm se poate prevedea $^{+0,6}_{0}$ pentru un alezaj sau $^{0}_{-0,6}$ pentru un arbore. De asemenea se admite indicarea unei valori unice, oricare ar fi valoarea dimensiunii nominale, dacă nu este o prea mare disproporție între diferitele dimensiuni fără indicații de toleranță, obținute prin așchiere.

Abaterile limită pentru dimensiunile pieselor turnate din fontă sînt prevăzute în STAS 1592/1-74, iar pentru cele turnate din oțel în STAS 1592/2-74. Prevederile standardului se referă la piesele turnate prin procedee de precizie, formare mecanică pe mașini, formare cu modele (manuală sau mecanizată) și prin turnare în cochilie. Se stabilesc cinci clase de precizie (*I*—*V*), abaterile limită fiind dependente atît de mărimea dimensiunii la care se referă cît și de gabaritul maxim al piesei turnate. Pentru clasele de precizie *I*—*III* abaterile limită sînt simetrice față de linia zero (de exemplu ±0,9), iar pentru clasele *IV* și *V* se dau abateri limită în plus și în minus, însă abaterea în plus este mai mare în valoare absolută (de exemplu $^{+3,6}_{-2,4}$).

Abaterile limită pentru dimensiunile pieselor turnate din metale și aliaje neferoase sînt date în STAS 6287-67 și sînt valabile pentru piese turnate în forme executate cu modele (prin formare manuală sau mecanică), în cochilii, pentru turnare statică, centrifugală sau sub presiune.

Toleranțele pentru piesele forjate liber sînt stabilite prin STAS 2171-70, iar cele pentru piesele forjate în matriță prin STAS 7670-66 funcție de dimensiunile tolerate, de gabaritele pieselor și de tehnologia de forjare utilizată.

Pentru piesele obținute prin ștanțare-tăiere sau ambutisare au fost prevăzute abateri limită în STAS 11111-78 funcție de utilajele tehnologice și de configurația pieselor executate, valorile abaterilor fiind variabile atît funcție de mărimea pieselor și a dimensiunilor executate, cît și de grosimea tablelor respective.

3. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE DE MONTAJ ALE RULMENȚILOR

3.1. GENERALITĂȚI

În fig. 3.1 sînt prezentate schematic diferite tipuri de rulmenți.

După cum se vede din fig. 3.1 rulmenții se compun în majoritatea cazurilor, dintr-un inel interior, un inel exterior, mai multe corpuri de rulare și o colivie.

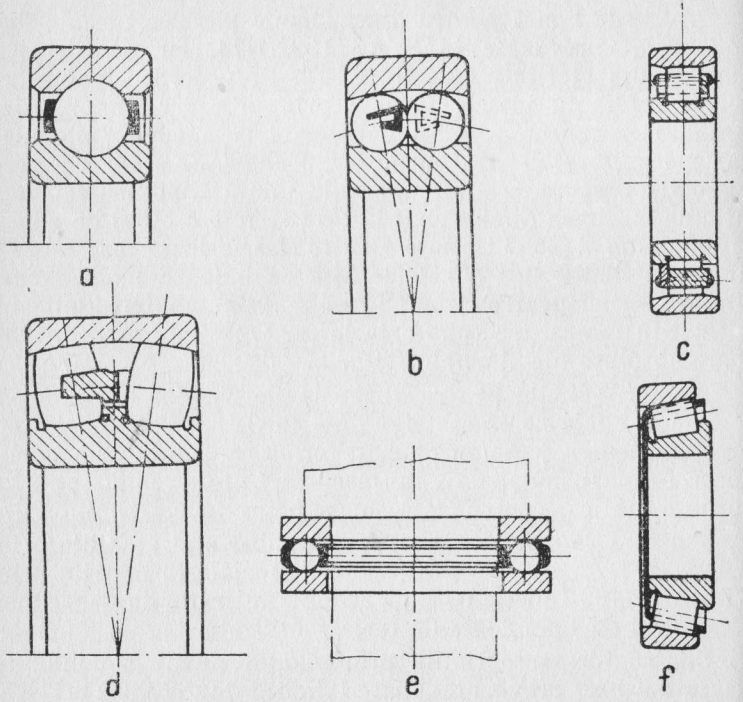


Fig. 3.1. Exemple de tipuri constructive de rulmenți:
a — radial cu bile pe un rînd; *b* — radial, oscilant cu bile pe două rînduri; *c* — radial cu role cilindrice pe un rînd; *d* — radial, oscilant cu role butoi pe două rînduri; *e* — axial cu bile pe un rînd; *f* — radial-axial cu role conice pe un rînd.

Din punct de vedere funcțional, alunecarea este înlocuită cu rostogolirea efectuată de bile sau de role pe căile de rulare ale inelelor interioare și exterioare.

Orice rulment montat este caracterizat prin patru ajustaje din care cauză analiza ajustajelor rulmenților este deosebit de instructivă. La un rulment radial cu bile, cele patru ajustaje sînt următoarele: arbore — alezajul inelului interior, calea de rulare a inelului interior — bilă, bilă — calea de rulare a inelului exterior și inelul exterior — corpul lagărului.

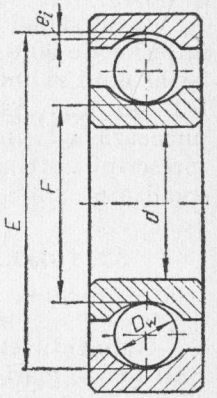


Fig. 3.2. Jocul radial.

Dacă se analizează un rulment radial nemontat, se constată că între calea de rulare a inelului interior, bilă și calea de rulare a inelului exterior există anumite relații dimensionale (fig. 3.2) exprimate prin „jocul radial" e_i:

$$e_i = E - (F + 2D_w) \qquad (3.1)$$

în care:

e_i este jocul inițial al rulmentului nemontat;

E — diametrul căii de rulare a inelului exterior;

F — diametrul căii de rulare a inelului interior;

D_w — diametrul corpurilor de rostogolire.

Rulmentul nu trebuie să fie blocat deoarece prin aceasta crește frecarea, scade calitatea ungerii, cresc tensiunile în material în timpul lucrului, ceea ce duce la scăderea duratei de funcționare a rulmentului. Totuși jocul nu trebuie să fie nici exagerat, întrucît de la un rulment se pretinde asigurarea unei conduceri precise a arborelui (carcasei).

Rulmenții se pretează bine la o producție în serie mare. Pentru ca fabricația lor să fie mai economică, este necesar ca prelucrarea căilor de rulare ale inelelor exterioare și interioare, cum și corpurilor de rulare să fie făcută cu toleranțe mai mari, care contribuie însă la o variație mare a jocului. De asemenea, se impune ca dimensiunile corpurilor de rulare pentru același rulment să fie pe cît se poate egale, astfel încît în timpul funcționării rulmentului încărcarea lor să fie egală. Aceasta

poate fi realizată numai cu ajutorul sortării pieselor componente, conform celor arătate în capitolele precedente, unde s-a menționat și sortarea rulmenților. Astfel, toate cele trei elemente (inelul interior, corpurile de rostogolire și inelul exterior), asamblate în cadrul anumitor grupe de sortare, asigură jocul stabilit.

Jocul radial al unui rulment radial cu bile, cu diametrul interior de 30—40 mm, de tip ușor, este de circa 6—20 μm și al unui rulment, cu role cilindrice cu aceeași mărime, de 25—40 μm. Astfel de toleranțe mici ale ajustajului, care urmează a fi împărțite pe trei suprafețe de rostogolire, cu prescripții strînse referitoare la formă, centrare etc. pot fi realizate numai prin sortare.

3.2. TOLERANȚE ALE DIMENSIUNILOR DE LEGĂTURĂ EXTERIOARĂ

Rulmenții sînt fabricați în uzine specializate, în cantități foarte mari, fiind utilizați la produse dintre cele mai variate. În funcție de condițiile de lucru, ajustajele rulmenților în subansambluri sînt variate. Pentru a nu complica fabricația și pentru a menține caracterul lor de producție în serie mare, cum și pentru a ușura înlocuirea lor la mașinile unde sînt utilizați, rulmenții sînt fabricați în cadrul unei interschimbabilități complete. Dimensiunile suprafețelor, prin intermediul cărora ei se asamblează cu piesele subansamblului, sînt dimensiunile de legătură exterioare. Deci fabricarea rulmenților impune respectarea dimensiunilor de legătură după legile interschimbabilității complete. Aceste dimensiuni sînt: diametrul interior, d, diametrul exterior, D, și lățimea, B.

Toleranțele pentru dimensiunile de legături pentru rulmenți au fost elaborate cu mult înainte de stabilirea sistemelor moderne de toleranțe în construcția de mașini, și în prezent au fost adoptate, cu modificări foarte mici, de către aproape toate țările, asigurînd o largă interschimbabilitate. Aceste toleranțe sînt reglementate în țara noastră prin STAS 4207-75.

În cazul asamblării rulmenților pe arbori, ajustajul inelului interior se face după sistemul alezaj unitar, iar diferitele ajus-

taje necesare se obțin numai prin alegerea corespunzătoare a poziției toleranței arborelui. Din cauză că toleranța la diametrul alezajului inelului interior este întotdeauna în minus, rezultă că între inel și arbore se obțin ajustaje mai strînse decît în cazul asamblării unui alezaj unitar obișnuit (H) cu arborele respectiv. În majoritatea cazurilor inelul interior trebuie să fie montat cu un ajustaj cu strîngere sau cel puțin cu un ajustaj intermediar, atîta timp cît condițiile de exploatare nu impun un ajustaj fără strîngere.

O importanță deosebită la stabilirea gradului de strîngere a ajustajului o are și calitatea prelucrării suprafețelor de contact, adică rugozitatea suprafeței, așa după cum s-a arătat în cap. 2. În vederea realizării unui ajustaj corespunzător, se impune deci ca suprafața de contact să fie rectificată pentru obținerea unei rugozități mici.

Conform celor arătate mai înainte, ajustajul dintre inelul exterior al rulmentului și corpul carcasei se face după sistemul arbore unitar. Poziția cîmpului de toleranță al inelelor exterioare corespunde cu poziția cîmpului de toleranță ISO — sistemul arbore unitar — cu singura deosebire că, la rulmenți, cîmpul de toleranță este ceva mai mic decît treapta de precizie 6 din sistemul ISO. Ajustajul inelului exterior în carcasă va fi în majoritatea cazurilor un ajustaj alunecător sau cu joc mic.

În tabelele din STAS 4207-75 sînt date trei abateri și anume: pentru diametrul interior: d_m, d_{max} și d_{min} și pentru diametrul exterior: D_m, D_{max} și D_{min}, aceste notări referindu-se la diametrele mediu, maxim și minim. Aceasta se explică prin faptul că inelele rulmenților fiind relativ subțiri, ele se deformează ușor în stare liberă, căpătînd o ovalitate, care dispare la așezarea rulmentului pe locul destinat, pe arbore sau în interiorul carcasei. Din această cauză, ovalitățile neînsemnate ale inelelor nu influențează calitatea rulmenților și nu justifică rebutarea lor la recepție. Astfel, pe lîngă abaterile admise ale diametrului mediu, se mai permite prin valorile d_{max}, d_{min} respectiv D_{min}, D_{max} și o anumită ovalitate care lărgește limitele toleranței admise.

Toleranțele pentru lățimea rulmenților sînt caracterizate prin faptul că ele se determină în funcție de diametrul alezajului inelului interior. Aceasta se explică prin aceea că

mărimea toleranțelor pentru lățime, la același rulment, trebuie să fie identică pentru ambele inele.

Abaterile de lățime au importanță în vederea unei montări corecte a rulmentului în subansamblu, însă ele nu influențează buna funcționare a rulmentului. Din această cauză toleranțele stabilite pentru lățimi sînt de ordinul treptei de precizie 11 pentru rulmenții radiali și de ordinul treptei de precizie 13 pentru ceilalți rulmenți.

3.3. TOLERANȚE ALE DIMENSIUNILOR DE LEGĂTURĂ INTERIOARĂ

După cum se vede în fig. 3.2 din categoria dimensiunilor de legătură interioară a rulmentului fac parte dimensiunile F, E și D_w, adică diametrul căii de rulare a inelului exterior, diametrul căii de rulare a inelului interior și cele două diametre ale bilelor. Deci variațiile jocului, în cazul acesta, nu mai sînt determinate de două dimensiuni, ca în cazul asamblării pieselor cilindrice, ci de cele patru elemente, care formează totalitatea dimensiunilor de legătură interioară.

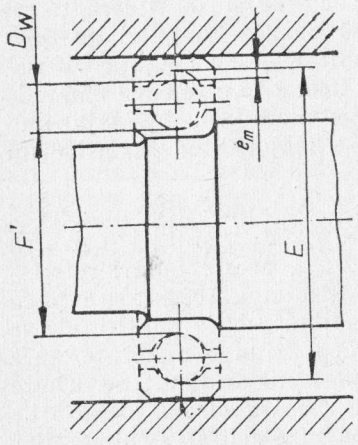


Fig. 3.3. Jocul radial de montare (ajustaj cu strîngere la inelul interior).

Mai înainte s-a arătat ce se înțelege prin joc radial constructiv, care se referă la rulmenții nemontați, și care reprezintă jocul radial geometric sau teoretic, care se calculează cu relația (3.1).

Rulmenții montați sînt caracterizați printr-un joc radial de montare (fig. 3.3). După cum se vede din această figură, în cazul unui ajustaj cu strîngere a inelului interior pe fus, diametrul căii de rulare a inelului interior F crește cu o anumită valoare, devenind F'.

În acest caz

$$e_m = E - (F' + 2D_w)$$

În cazul unui ajustaj cu strîngere a inelului exterior în lagăr, diametrul căii de rulare a inelului exterior E se micșorează cu o valoare oarecare, devenind E' (fig. 3.4).

În ambele cazuri, jocul de montare este mai mic decît cel inițial. Dacă se analizează primul caz al montajului cu strîngere a inelului interior, se vede că $F' = F + \delta F$, în timp ce E și D_w rămîn neschimbate; deci se poate scrie:

$$e_i = E - (F + 2D_w) \quad (3.2)$$

$$e_m = E - [(F + \delta F) + 2D_w]. \quad (3.3)$$

Dacă relația (3.3) va fi scăzută din relația (3.2), se obține:

$$e_i - e_m = \delta F$$

$$e_i = e_m + \delta F. \quad (3.4)$$

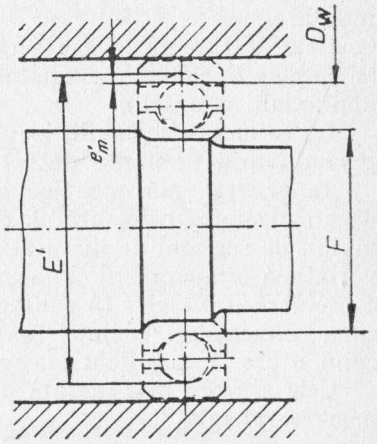


Fig. 3.4. Jocul radial de montare (ajustaj cu strîngere la inelul exterior).

Așa după cum rezultă din relația (3.4), jocul inițial se determină în funcție de jocul necesar la montare și de deformarea inelului la montarea acestuia cu un ajustaj intermediar sau cu strîngerea. Jocul minim inițial se stabilește pentru cazul $e_m = 0$, valoarea δF putînd fi aproximată ca egală cu 70—80% din valoarea strîngerii maxime corespunzătoare ajustajului adoptat.

Atunci cînd arborele nu se învîrtește, rulmentul are în majoritatea cazurilor un ajustaj cu joc pe arbore și un ajustaj cu strîngere în carcasă. În cazul acesta, jocul de montare e'_m se determină prin calculul deformațiilor inelului exterior.

Jocul radial de montare, analizat mai înainte, persistă numai atît timp cît rulmentul se află în repaus și nu se învîrtește.

După ce rulmentul este pus în funcțiune sub sarcină și la temperatura de regim, valoarea jocului radial e_m se schimbă, transformîndu-se în joc radial de lucru e_l, datorită

faptului că jocul de montare, pe de o parte se micșorează sub influența dilatării termice a inelului interior (în majoritatea cazurilor), iar pe de altă parte se mărește sub influența sarcinii; jocul de lucru este în general mai mare decît cel de montare.

Cele arătate în legătură cu jocul radial se referă numai la rulmenții radiali nereglabili, nu și la cei reglabili (radial-axiali și axiali).

La rulmenții reglabili, jocul radial este funcție de montaj, putînd varia în limite destul de largi.

În general, mărimea jocului necesar depinde de tipul și de dimensiunea rulmentului, de gradul de rigiditate a reazemului, de regimul de lucru al subansamblului, de limitele de variație a temperaturii subansamblului, de gradul de precizie a prelucrării pieselor în contact cu rulmenții, cum și de precizia rulmenților. O importanță foarte mare în alegerea jocului o are și specificul mașinii unde funcționează.

Cele arătate mai înainte pot fi exprimate și cu ajutorul următoarei relații:

$$e_1 = e_i - \Delta_m - \Delta_t + \Delta_p$$

în care:

Δ_m este micșorarea jocului inițial din cauza modificării diametrelor căilor de rulare la montare;

Δ_t — micșorarea jocului de montare din cauza încălzirii inelelor;

Δ_p — mărirea jocului de montare sub influența deformărilor provocate de forțele care acționează asupra corpurilor de rostogolire și căilor de rulare.

În STAS 7115-73 sînt date valorile jocurilor radiale constructive-teoretice — la rulmenții radiali nemontați. Se stabilesc șase grupe de jocuri și anume:

C1 — joc radial mai mic decît jocul C2
C2 — joc radial mai mic decît jocul normal
— joc radial normal (fără simbol)
C3 — joc radial mai mare decît jocul normal
C4 — joc radial mai mare decît jocul C3
C5 — joc radial mai mare decît jocul C4.

În anumite cazuri speciale, ca de exemplu în cazul unor temperaturi de exploatare exagerate, se pot folosi rulmenți cu jocuri radiale chiar mai mari decît C5.

Din cele arătate referitor la jocul rulmenților rezultă că valoarea optimă a jocului radial inițial poate fi determinată abia după un studiu amănunțit al condițiilor de lucru al rulmentului; este însă necesar să se sublinieze că un joc mai mare decît cel optim, deși prezintă inconveniente, nu provoacă totuși defectarea rapidă a rulmentului, în timp ce un joc mai mic decît cel optim duce, în majoritatea cazurilor, la defectarea rulmentului.

3.4. CLASELE DE PRECIZIE ALE RULMENȚILOR

Față de cerințele tot mai ridicate care se pun diferitelor subansambluri echipate cu rulmenți, uzinele constructoare de rulmenți execută rulmenți cu o precizie din ce în ce mai mare atît în ceea ce privește dimensiunile de legătură exterioară cît și în ce privește precizia de rotație.

În STAS 4207-75 sînt prevăzute patru clase de precizie prin care se stabilesc atît abaterile dimensionale cît și precizia de rotație și anume:

— clasa de precizie P0 cu toleranțe normale;
— clasa de precizie P6 cu toleranțe mai strînse ca la clasa P0;
— clasa de precizie P5 cu toleranțe mai strînse ca la clasa P6;
— clasa de precizie P4 cu toleranțe mai strînse ca la clasa P5.

Rulmenții cu precizie mai ridicată sînt necesari atunci cînd arborilor li se cere un mers foarte precis, de asemenea atunci cînd subansamblurile funcționează la un număr de ture foarte ridicat, adică în cazul rulmenților cu o viteză liniară foarte mare, în vederea atenuării influenței forțelor neechilibrate. Folosirea rulmenților din clasele de precizie superioare pretinde o tehnicitate foarte ridicată. Arborii și carcasele trebuie să fie concepute într-o construcție rigidă și prelucrate cu o precizie corespunzătoare preciziei rulmenților folosiți. Arborii trebuie să fie adesea echilibrați.

În cazul cînd sînt necesari rulmenți de precizie mai ridicată se va consulta tabelul 3.1 în vederea alegerii lor, întrucît nu toate tipurile de rulmenți se fabrică în toate clasele de precizie. Indicațiile date în acest tabel sînt orientative întrucît, odată cu sporirea gradului de precizie necesar pentru

anumite construcții, au fost executați rulmenți în clase de precizie mai ridicată (P2, UP etc.) și de tipuri mai diverse.

Pentru construcția mașinilor cu precizie de rotire normală se pot utiliza însă pentru sarcini și turații mijlocii,

Tabelul 3.3

Rugozitatea suprafețelor arborilor și alezajelor carcaselor în cazul lagăruirilor directe

Diametrul căii de rulare, mm		Clasa de precizie	
		P0 și P6	P5 și P4
peste	pînă la	*Ra*, μm max.	
—	100	0,10	0,025
100	300	0,20	0,05
300	—	0,40	0,05

Tabelul 3.4

Abaterile limită de formă ale suprafețelor cilindrice de montaj

Diametrul nominal mm		Arbore					Carcasă				
		Clasa de precizie a rulmentului									
		P0	P6	P5	P4	P2	P0	P6	P5	P4	P2
peste	pînă la	Ovalitate sau conicitate μm max.									
—	3	4	3	2	0,8	0,5	6	4	3	1,2	0,8
3	6	5	4	3	1	0,6	8	5	4	1,5	1
6	10	6	4	3	1	0,6	9	6	4	1,5	1
10	18	8	5	3	1,2	0,8	11	8	5	2	1,2
18	30	9	6	4	1,5	1	13	9	6	2,5	1,5
30	50	11	7	4	1,5	1	16	11	7	2,5	1,5
50	80	13	8	5	2	1,2	19	13	8	3	2
80	120	15	10	6	2,5	1,5	22	15	10	4	2,5
120	180	18	12	8	3,5	2	25	18	12	5	3,5
180	250	20	14	10	4,5	3	29	20	14	7	4,5
250	315	23	16	12	6	4	32	23	16	8	6
315	400	25	18	13	7	5	36	25	18	9	7
400	500	27	20	15	8	6	40	27	20	10	8

rulmenții de precizie P0 cu toleranțe normale, întrucît ei asigură în mod satisfăcător condițiile impuse de exploatare.

O funcționare perfectă a rulmenților cere ca suprafețele lor de așezare atît pe arbore cît și în carcasă, să fie precis prelucrate, avînd un grad de rugozitate satisfăcător.

STAS 6671-77 indică (tabelul 3.2) rugozitatea suprafețelor de montaj ale arborilor și alezajelor carcaselor pentru rulmenții radiali, radial-axiali cu alezaj cilindric și rulmenții axiali.

În cazul folosirii rulmenților fără inel interior sau exterior sau chiar în cazul folosirii numai a coliviei inclusiv corpurile de rulare, suprafețele arborilor și alezajelor carcaselor vor servi drept căi de rulare, iar rugozitatea va trebui să corespundă datelor din tabelul 3.3

Rugozitatea arborilor pe care se montează rulmenții cu bucșe de strîngere sau de extracție trebuie să fie max. *Ra* 1,6 μm.

Tabelul 3.5

Abaterile limită de formă ale suprafețelor conice de montaj

Diametrul nominal al fusului conic mm		Ovalitatea maximă μm			Abaterea unghiulară* pe o lungime 0,7 din lățimea inelului μm max.		
		Clasa de precizie a rulmentului					
peste	pînă la	P0	P6	P5	P0	P6	P5
10 (inclusiv)	18	8	5	3	18	11	5
18	30	9	6	4	21	13	6
30	50	11	7	4	25	16	7
50	80	13	8	5	30	19	8
80	120	15	10	6	35	22	10
120	180	18	12	8	40	25	12
180	250	20	14	10	46	29	14
250	315	23	16	12	52	32	16
315	400	25	18	13	57	36	18
400	500	27	20	15	63	40	20

*Valorile din tabel reprezintă diferența $\Delta d_1 - \Delta d$ în care Δd_1 este abaterea diametrului mare al conului, iar Δd este abaterea diametrului mic al conului.

Tabelul 3.6

Bătaia feţelor frontale ale umerilor arborilor şi carcaselor

Diametrul nominal mm		Bătaia frontală a umerilor arborelui µm max.					Bătaia frontală a umerilor carcasei, µm max.				
		Clasa de precizie a rulmentului									
peste	pînă la (inclusiv)	P0	P6	P5	P4	P2	P0	P6	P5	P4	P2
3	6	8	5	3	2	1,5	12	8	3	2	1,5
6	10	9	6	3	2	1,5	15	9	3	2	1,5
10	18	11	8	3	2	1,5	18	11	3	2	1,5
18	30	13	9	4	3	2	21	13	4	3	2
30	50	16	11	4	3	2	25	16	4	3	2
50	80	19	13	5	3	2	30	19	5	3	2
80	120	22	15	6	4	3	35	22	6	4	3
120	180	25	18	8	5	4	40	25	8	5	4
180	250	29	20	10	7	5	46	29	10	7	5
250	315	32	23	12	8	6	52	32	12	8	6
315	400	36	25	13	9	7	57	36	13	9	7
400	500	40	27	15	10	8	63	40	15	10	8

Observaţie: În cazul eforturilor axiale mici, la clasa P6, se admite ca bătaia frontală a umărului de arbore să nu depăşească (ca valoare) variaţia lăţimii inelului interior al rulmentului.

De asemenea se recomandă ca suprafeţele de aşezare ale rulmenţilor să fie astfel prelucrate încît conicitatea şi ovalitatea lor, precum şi bătaia frontală a umerilor de sprijin să nu depăşească abaterile admise în tabelele 3.4, 3.5 şi 3.6.

3.5. INDICAŢII REFERITOARE LA ALEGEREA AJUSTAJELOR DE MONTAJ ALE RULMENŢILOR

Un ajustaj corect al inelului interior pe arbore şi al inelului exterior în carcasă este de aceeaşi importanţă, pentru buna funcţionare a rulmenţilor, ca şi alegerea tipului şi mărimii rulmentului. În funcţie de condiţiile de exploatare

stabilite, inelul interior poate fi montat pe arbore cu un ajustaj cu joc sau cu strîngere. Între aceste două ajustaje limită mai pot figura o serie întreagă de ajustaje intermediare. Acelaşi lucru este valabil şi pentru ajustajele inelului exterior în carcasă. După cum s-a arătat, toleranţele dimensiunilor rulmenţilor sînt standardizate, iar ajustajele dorite pot fi obţinute prin alegerea toleranţelor corespunzătoare ale arborilor şi carcaselor în raport cu tipul şi dimensiunile rulmentului, în concordanţă cu condiţiile lor de exploatare şi în special în funcţie de mărimea, direcţia şi caracterul sarcinilor care acţionează asupra rulmentului. Aceşti factori determină caracterul solicitărilor în punctele de contact din interiorul rulmentului, care este totdeauna diferit pentru inelul interior şi cel exterior. De aici rezultă că ajustajele vor fi de obicei diferite pentru fiecare inel.

În legătură cu direcţia şi caracterul sarcinilor care acţionează asupra rulmentului se deosebesc trei cazuri principale de încărcare a inelelor la sarcini radiale:

— încărcare cu sarcină fixă;
— încărcare cu sarcină rotitoare;
— încărcare nedeterminată.

Prin încărcare locală a inelului se înţelege o încărcare în care sarcina radială R pe un rulment este orientată continuu spre acelaşi punct de pe calea de rulare. Inelul supus unei sarcini fixe poate fi montat cu ajustaj cu joc.

Prin încărcare cu sarcină rotitoare se înţelege o încărcare în care sarcina radială R de pe rulment este preluată în mod succesiv de toată circumferinţa căii de rulare sau numai de o porţiune din această circumferinţă (sarcina se învîrteşte şi inelul este nemişcat sau invers), care o transmite suprafeţei de îmbinare a arborelui sau a carcasei.

Inelul supus unei sarcini rotitoare trebuie montat cu ajustaj cu strîngere.

La încărcarea nedeterminată, sarcina are direcţii variabile nedefinite faţă de inel. Astfel de situaţii se produc în cazul funcţionării cu şocuri, vibraţii sau dezechilibrări în maşini cu turaţii mari. În cazul unor încărcări nedeterminate, ambele inele se montează cu ajustaj cu strîngere.

Felurile de încărcare analizate condiţionează fiecare în parte o altă grupă de ajustaje. În tabelul 3.7 sînt indicate

Tabelul 3.7

Cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenții radiali și radial-axiali cu bile sau cu role

Condiții de lucru		Exemple	Diametrul arborelui, în mm			Simbolul cîmpului de toleranță
			Rulmenți cu bile	Rulmenți cu role cilindrice, rulmenți cu ace, rulmenți cu role conice	Rulmenți oscilanți cu role	
Sarcină fixă pe inelul interior	Este necesară deplasarea ușoară a inelului interior	Roți de rulare pe arbori staționari (roți libere)	Toate cablurile			g 6
	Deplasarea inelului interior nu este necesară	Role de întindere Role de cablu				k 6
Sarcini rotitoare pe inelul interioare	Sarcini mici și variabile	Instalații de transport, lagăre din mecanisme încărcate ușor	18...100	⩽ 40	—	j 6
			>100...140	> 40...100	—	k 6
	Sarcini normale sau mari	Construcții de mașini în general, motoare electrice, turbine, pompe, cutii cu angrenaje, mașini pentru prelucrarea lemnului	⩽ 18	—	—	j 5
			> 18...100	⩽ 40	⩽ 40	k 5 (k 6)
			>100...140	> 40...100	> 40... 65	m 5 (m 6)
			>140...120	>100...140	> 65...100	m 6
			>200...280	>140...200	>100...140	n 6
			—	>200...400	>140...280	p 6
			—	—	>280...500	r 6
			—	—	>500	r 7
	Sarcini mari și șocuri în condiții grele de lucru	Lagăre pentru osii de material rulant greu, motoare de tracțiune, laminoare	—	> 50...140	> 50...100	n 6
			—	>140...200	>100...200	p 6
			—	>200	>200	r 6
	Precizie mare de rotire la sarcini mici	Mașini-unelte	> 18	—	—	h 5
			> 18...100	⩽ 40	—	j 5
			>100...200	> 40...140	—	k 5
			—	>140...200	—	m 6
Sarcini pur axiale		Pentru toate lagărele	⩽250	⩽250	⩽250	j 6
			>250	>250	>250	js 6
Rulmenți cu alezaj conic și bucșă conică		Fusul osiei pentru materiale rulant	Toate diametrele			h 9
		Construcții de mașini în general				h 10

cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenții radiali și radial-axiali cu bile și cu role, cu alezaj cilindric.

Tabelul 3.8

Cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenți fără inel interior

Tipul rulmentului	Simbolul cîmpului de toleranță	Observații[1])	
Rulmenții cu ace fără inel interior sau colivii cu ace	k 5	Joc mai mic decît normal	
	h 5	Joc normal	
	g 6	Joc mai mare ca normal	Pentru $D_w \leqslant 80$[2])
	f 6		Pentru $D_w > 80$[2])
Bucșe cu ace	h 5 (h 6)	Joc normal	

[1] Jocurile indicate rezultă în cazul montării rulmenților în alezaje avînd cîmpul de toleranță G 6

[2] D_w diametrul corpului de rostogolire.

Tipurile de sarcini indicate în tabelele 3.7 — 3.10 se stabilesc funcție de raportul dintre sarcina dinamică echivalentă (P) și capacitatea de încărcare dinamică (C) și anume:

— sarcini mici: $\frac{P}{C} \leqslant 0{,}07$

— sarcini normale $\frac{P}{C} = 0{,}1$

— sarcini mari $\frac{P}{C} > 0{,}15$.

Cîmpurile de toleranță din tabelul 3.7 care sînt între paranteze sînt cele recomandate pentru rulmenți cu role conice sau pentru rulmenți radiali-axiali cu bile pe un rînd.

Avînd în vedere strîngerile care rezultă în cazul ajustajelor cu arbori cu toleranțe n6 . . . r6, în aceste cazuri se vor utiliza rulmenți cu joc mai mare decît normal.

În tabelul 3.8 sînt indicate cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenți fără inel interior.

Cîmpul de toleranță al arborilor pentru montarea rulmenților cu bucșe de strîngere sau de extracție va f i h8.

În tabelul 3.9 sînt indicate cîmpurile de toleranță ale alezajelor carcaselor în care se montează rulmenții radiali și radial-axiali cu bile sau cu role.

În tabelul 3.10 sînt indicate cîmpurile de toleranță ale alezajelor carcaselor în care se montează bucșe cu ace.

La alegerea unui ajustaj este necesar să se evite mărimea exagerată a strîngerilor și a jocurilor. Strîngerile exagerate pot avea ca rezultat nu numai anihilarea jocului radial interior inițial din rulment, dar pot provoca chiar și spargerea inelului în timpul montării, din cauza producerii unor solicitări prea mari la tracțiune sau compresiune. Pe de altă parte, jocurile exagerate provoacă micșorarea rigidității subansamblului și accentuează uzura în zona de contact.

Cu cît abaterile de formă ale suprafețelor de contact sînt mai mari (conicitatea, ovalitatea, poligonalitatea), cu atît ajustajele trebuie să fie realizate cu strîngere mai mică, pentru a se evita deformarea inelelor.

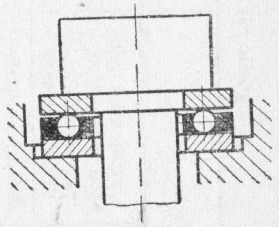


Fig. 3.5. Ajustajul rulmenților axiali.

La toate tipurile de rulmenți axiali, un ajustaj sigur al inelului rotitor pe arbore se poate obține prin prelucrarea arborelui la toleranța corespunzătoare treptei de precizie 6 . Inelul liber al rulmenților axiali este montat în carcasă, de obicei cu un joc mai mare, care permite inelului o centrare în sens radial (fig. 3.5). În tabelul 3.11 sînt indicate cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenții axiali și axial-oscilanți cu bile sau cu role.

În general, există o legătură între ajustajul necesar și condițiile de lucru ale rulmenților. Astfel, pentru inele soli-

Tabelul 3.9

Cîmpurile de toleranţă ale alezajelor carcaselor

Condiţii de lucru			Exemple		Simbolul cîmpului de toleranţă	Observaţii
Carcase neseparabile	Sarcina rotitoare pe inelul exterior	Sarcini mari pentru carcase cu pereţii subţiri, sarcini cu şocuri	Butucul roţilor cu rulmenţi cu role lagăr de bielă		P 7	Inelul exterior nu este deplasabil
		Sarcini normale şi mari	Butucul roţilor cu rulmenţi cu bile, lagăre de bielă, roţi libere pentru macarale		N 7	
		Sarcini mici şi variabile	Role de transport, roţi de cablu de întindere		M 7	
	Sarcină nedeterminată	Sarcini cu şocuri	Motoare de tracţiune		M 7	Inelul exterior de regulă nu este deplasabil
		Sarcini normale şi mari Deplasarea inelului exterior nu este necesară	Motoare electrice, pompe, lagăre principale pentru arbori cotiţi		K 7	
Carcase separabile sau neseparabile		Sarcini normale şi mici Deplasarea inelului exterior este de dorit	Motoare electrice mijlocii, pompe, lagăre principale pentru arbori cotiţi		J 7	Inelul exterior de regulă este deplasabil
	Sarcină fixă pe inelul exterior	Orice fel de sarcini	Construcţii de maşini în general, cutii de unsoare pentru material rulant		H 7	Inelul exterior este uşor deplasabil
		Sarcini normale şi mici la comutarea sarcinii de lucru	Transmisii		H 8	
		Transmiterea căldurii prin arbore	Cilindrii uscători, maşini electrice mari cu rulmenţi oscilanţi cu role		G 7	
Carcase neseparabile	Precizie mare de rotire, mers fără zgomot	Rigiditate mare, la sarcini variabile	Arbori principali pentru maşini unelte cu rulmenţi cu role	$D \leqslant 125$	M 6	Inelul exterior nu este deplasabil
				$D > 125$	N 6	
		Sarcini mici, nedeterminate	Partea de lucru de la arbori pentru maşini de rectificat, cu rulmenţi cu bile, lagărul fix pentru compresoare cu turaţie înaltă		K 6	Inelul exterior de regulă nu este deplasabil
		Deplasarea inelului exterior este de dorit	Partea de antrenare de la arbori pentru maşini de rectificat cu rulmenţi cu bile, lagărul liber pentru compresoare cu turaţie înaltă		J 6	Inelul exterior este de regulă deplasabil
	Mers fără zgomot		Maşini electrice mici		H 6	Inelul exterior uşor deplasabil
Sarcină pur axială			Rulmenţi axiali cu bile		H 8	Pentru lagăre fără exigenţe, jocul radial în carcasă poate fi pînă la 0,001 D
			Rulmenţi axiali, oscilanţi cu role		—	Şaiba de carcasă se montează cu joc pînă la 0,001 m
Sarcină combinată pentru rulmenţi axiali, oscinaţi, cu role			Încărcare locală pentru şaiba de carcasă		H 7	
			Încărcare periferică pentru şaiba de carcasă		M 7	

citate de o sarcină fixă, la o viteză de rotație care nu depășește 80% din viteza de rotație limită admisibilă pentru rulmentul dat, se recomandă adoptarea pentru arbore a cîmpului de toleranță h6, iar pentru carcasă a cîmpului de toleranță H7.

Tabelul 3.10

Cîmpurile de toleranță ale alezajelor în care se montează bucșa cu ace

Materialul carcasei	Simbolul cîmpului de toleranță
Oțel sau fontă	N 6 (N 7)
Aluminiu, magneziu	R 6 (R 7)

Odată cu creșterea vitezei de rotație a rulmentului cresc și forțele interne de rezistență la rotire. Din această cauză la o viteză care depășește 80% din viteza de rotație limită a rulmentului dat se recomandă utilizarea toleranțelor j5, j6, J6 și J7.

Tabelul 3.11

Cîmpurile de toleranță ale arborilor pe care se montează rulmenții axiali

Condiții de lucru		Diametrul arborelui, în mm	Cîmpul de toleranță
Sarcină pur axială		Toate diametrele	j 6
Sarcina combinată pentru rulmenți axial-oscilanți cu role	Sarcină fixă pe șaibă de fus	⩽250	j 6
		>250	js 6
	Sarcină rotitoare pe șaibă de fus	⩽200	k 6
		>200...400	m 6
		>400	n 6

Cu creșterea încărcării radiale pe rulment ajustajul între inelul cu sarcina rotitoare și suprafața arborelui trebuie să asigure o strîngere mai mare.

Pentru rulmenți cu role, în cazul unor dimensiuni identice cu ale rulmenților cu bile, se prevăd ajustaje mai strînse.

Dacă sarcina pe rulment crește și temperatura lui se ridică, atunci strîngerea între inelul interior și arbore trebuie să crească și ea.

4. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE ALE ASAMBLĂRILOR CONICE NETEDE

4.1. NOȚIUNI GENERALE

În construcția de mașini se întîlnesc frecvent piese avînd porțiuni mărginite de suprafețe conice, deci de suprafețe de revoluție generate prin rotația unei drepte — numită generatoare — în jurul unei axe, dreapta intersectînd axa într-un punct numit vîrful conului.

Porțiunea suprafeței conice delimitată de două plane perpendiculare pe axă, este numită *con*, iar cele două suprafețe frontale rezultate din intersecția suprafeței conice cu

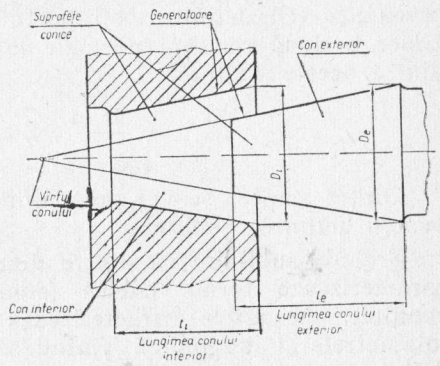


Fig. 4.1. Elemente ale conurilor.

planurile normale la axa conului sînt baza mare a conului, respectiv baza mică a conului (fig. 4.1).

Ca și în cazul suprafețelor cilindrice, există două categorii de conuri: *conuri exterioare*, care limitează forma exte-

rioară a unei piese conice și *conuri interioare* care limitează forma interioară a unei piese conice.

Un con este definit printr-o serie de dimensiuni geometrice (fig. 4.2) alese de obicei din următoarele:

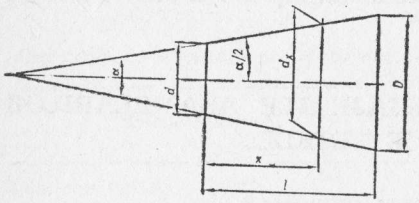


Fig. 4.2. Dimensiunile geometrice care definesc conul.

— diametrul mare al conului (D) — care este diametrul bazei mari;

— diametrul mic al conului (d) — care este diametrul bazei mici;

— diametrul într-un anumit plan intermediar (d_x) aflat la o distanță x față de una din baze;

— lungimea nominală a conului (l) — reprezentînd distanța axială între cele două baze;

— unghiul nominal al conului (α) — care este unghiul format de două generatoare ale conului situate într-o secțiune plană axială;

— unghiul generatoarei conului ($\alpha/2$) — care este unghiul format de generatoarea și axa conului.

O mărime specifică pentru caracterizarea unui con este *conicitatea* (C) definită ca raportul dintre diferența diametrelor a două secțiuni normale la axa conului și distanța dintre aceste secțiuni:

$$C = \frac{D-d}{l} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Dintre acestea se vor prescrie numai cele strict necesare pentru definirea conului.

Trebuie subliniat că dintre dimensiunile indicate, unele caracterizează forma conică (conicitatea C sau unghiul conului), iar altele caracterizează mărimea piesei conice (diametrele și lungimile). Ținînd seama de acestea, pentru definirea unui con se vor putea prescrie de exemplu:

— conicitatea (C), diametrul mare (D) și lungimea (l) — fig. 4.3, *a*;

— unghiul la vîrf (α), diametrul mare (D) și lungimea (l) — (fig. 4.3, *b*);

— conicitatea (C), diametrul (d_x) într-un plan intermediar și poziția acestui plan față de o bază (l_x), lungimea conului (l) și poziția bazei mici față de bază (L), fig. 4.3, *c*.

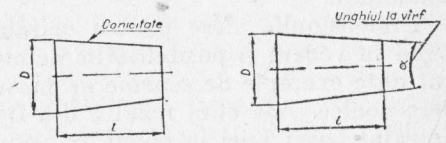
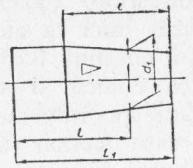


Fig. 4.3. Exemple de cotare a conurilor.



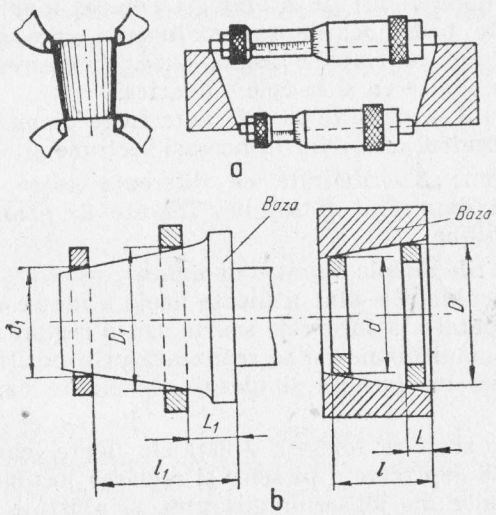


Fig. 4.4. Schema măsurării elementelor unei asamblări conice.

Prescrierea indirectă a conicității sau a unghiului conului prin indicarea numai a unor dimensiuni liniare — de exemplu cele două diametre — D și d — și lungimea l — este nerecomandată.

Dimensiunile alese pentru definirea conului se stabilesc avînd în vedere și posibilitățile de control. Astfel, în fig. 4.4 sînt date exemple de scheme de măsurarea elementelor unor piese conice. Așa cum rezultă din fig. 4.4, *a* măsurarea diametrului bazei mici la conul exterior și a diametrului bazei mari la conul interior nu pot fi făcute precis. De asemenea prin măsurarea diametrului bazei mari la conul exterior și a diametrului bazei mici la conul interior nu se poate caracteriza suprafața conului datorită rotunjirilor inevitabile dintre suprafața conică și suprafața bazei. Întrucît măsurarea unor diametre intermediare poate fi realizată cu precizia necesară este necesar să se prevadă și să se efectueze astfel de măsurări (fig. 4.4, *b*).

4.2. CLASIFICAREA ASAMBLĂRILOR CONICE ȘI CONDIȚIILE IMPUSE ACESTORA

Există două feluri de asamblări conice: mobile și fixe, caracterizate prin jocurile sau strîngerile care apar între suprafețele conice care se asamblează. Vom avea deci la asamblările conice ca și la cele cilindrice:

— jocuri J — definite ca diferența între diametrul alezajului și diametrul arborelui în aceeași secțiune și

— strîngeri S — definite ca diferența între diametrul arborelui și diametrul alezajului, înainte de asamblare, în aceeași secțiune.

Asamblările mobile admit o demontare ușoară și o reglare ușoară a jocului. Ele sînt utilizate acolo unde se cere o demontare repetată la intervale scurte sau o reglare a jocului. Reglarea jocului diametral se realizează prin poziția relativă axială a pieselor (arbore și alezaj), în limite care rezultă din calcul.

În acest scop se folosesc ajustajele libere, care asigură libertatea de deplasare a pieselor și reglarea jocului între ele (bucșele conice ale lagărelor glisante), și ajustaje de alunecare care asigură un contact mai bun între piesele asamblate, în vederea realizării unei etanșări, atît în stare de repaus

cît și în stare de mișcare a pieselor componente una față de cealaltă (de exemplu la robinete).

Asamblările fixe se împart în următoarele grupe:

— asamblări fixe, folosite la prinderi rapide și dese, de exemplu la scule. Strîngerea necesară pentru transmiterea cuplului este realizată prin împingerea sau strîngerea conului exterior în cel interior (conicitatea de la 1 : 7 pînă la 1 : 20);

— asamblări folosind ajustaje cu frecare, la care strîngerea necesară pentru transmiterea cuplului este realizată prin autofrînare. Ele sînt indicate pentru cazurile în care demontarea manuală se face rar, de exemplu la știfturile conice (conicitatea de la 1 : 30 pînă la 1 : 50);

— asamblări folosind ajustaje cu strîngere realizate prin presare mecanică la rece sau prin deformări termice la cald. Ele sînt indicate pentru cazurile în care prinderea pieselor se face pe o durată mai îndelungată (conicitatea de la 1 : 50 pînă la 1 : 200).

Pentru ca asamblările să funcționeze bine, este necesar ca ele să satisfacă următoarele condiții:

— contactul suprafețelor conice să fie cît se poate de uniform pe toată lungimea lor;

— poziția axială a conului interior față de cel exterior să fie bine determinată și în limitele prescrise;

— caracterul ajustajului prescris să fie asigurat.

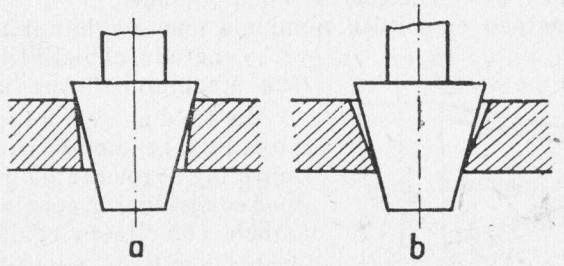


Fig. 4.5. Contact neuniform la asamblări conice.

Prima condiție este impusă de necesitatea de a valorifica, în limita posibilităților, toată lungimea suprafețelor de contact la ambele conuri. În cazul unui contact neuniform, va lucra numai o parte din suprafață, la capătul lat (fig. 4.5, *a*) sau îngust (fig. 4.5, *b*), iar restul suprafeței nu va fi folosit.

Abaterile cele mai dăunătoare de la conicitatea prescrisă se produc atunci cînd asamblarea se face după diametrul mic.

În cazul asamblărilor cu ajustaj presat, cu strîngeri care dau naşteri la tensiuni pe suprafeţele de contact, cuplul care poate fi transmis prin frecare se va micşora, în cadrul primelor 10′ ale abaterii de la conicitate, cu 4% pentru fiecare minut unghiular.

A doua condiţie este impusă de poziţia reciprocă a pieselor şi de necesitatea asigurării unei rezerve pentru strîngere sau uzură şi pentru ajustările ulterioare care vor fi necesare în exploatare. De exemplu, dacă în cazul unei asamblări mobile, tamponul este aşezat prea adînc în locaş, atunci nu se mai poate compensa nici chiar o uzură minimă şi asamblarea va fi repede scoasă din uz, iar în cazul unei asamblări fixe, aceasta nu mai permite asigurarea unei strîngeri suficiente nici chiar pentru asamblarea iniţială.

A treia condiţie poate fi realizată printr-o montare corectă, adică îndeplinind primele două condiţii şi stabilind distanţa justă dintre baze.

4.3. ANALIZA TOLERANŢELOR PENTRU ELEMENTELE ASAMBLĂRILOR CONICE

Prescrierea preciziei elementelor conice se poate face printr-una din următoarele două metode:

— metoda conicităţii nominale (sau unghiului nominal);

— metoda conicităţii tolerate (sau unghiului tolerat).

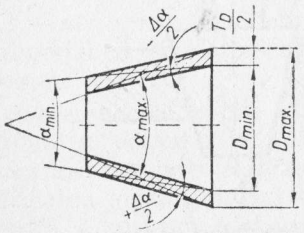


Fig. 4.6. Tolerarea prin metoda conicităţii nominale.

Metoda conicităţii nominale constă în definirea unui cîmp de toleranţă limitat prin două conuri limită, coaxiale, avînd ambele conicitatea egală cu conicitatea nominală, respectiv avînd unghiul nominal al conului (fig. 4.6).

Mărimea cîmpului de toleranţă este dată de mărimea toleranţei diametrului conului (T_D), care prin convenţie se aplică diametrelor din orice secţiune, pe toată lungimea elementului conic.

Cîmpul de toleranţă poate fi determinat şi prin tolerarea cotei de poziţie a unei secţiuni în care se află diametrul nominal (fig. 4.7).

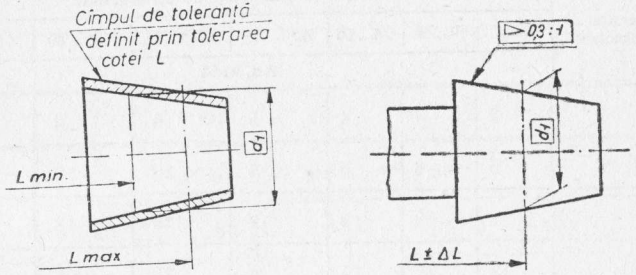


Fig. 4.7. Determinarea cîmpului de toleranţă prin tolerarea cotei de poziţie.

Prin această metodă nu se prevăd toleranţe restrictive pentru conicitate sau pentru unghiul nominal al conului, variaţia maximă a unghiului fiind limitată prin cîmpul de toleranţă la diametrul conului. Cele două poziţii limită ale generatoarei corespund cu cele două diagonale ale cîmpului de toleranţă. Unghiul efectiv al conului se poate afla între $+\Delta\alpha$ şi $-\Delta\alpha$ faţă de unghiul nominal. Valorile $\Delta\alpha$ funcţie de toleranţa T_D sînt indicate în tabelul 4.1 pentru un con avînd lungimea l de 100 mm. Pentru conuri avînd alte lungimi, valorile din tabelul 4.1 vor trebui înmulţite cu $100/l$.

Faţă de cele de mai sus rezultă că, dacă mărimea cîmpului de toleranţă, stabilit prin abaterile dimensionale prescrise, permite o variaţie a conicităţii care nu este compatibilă cu funcţiunea piesei respective, metoda conicităţii nominale nu se va aplica.

Metoda conicităţii nominale se utilizează deci de preferinţă la tolerarea acelor elemente conice la care este importantă poziţia lor fără a fi necesară o precizie deosebită pentru unghiul conului. Astfel, de exemplu, se va utiliza metoda conicităţii nominale în cazul tolerării elementelor asamblă-

rilor conice la care trebuie să se asigure un joc (fig. 4.8), în cazul conicităților mari (fig. 4.9) sau în cazul conurilor de poziționare (fig. 4.10).

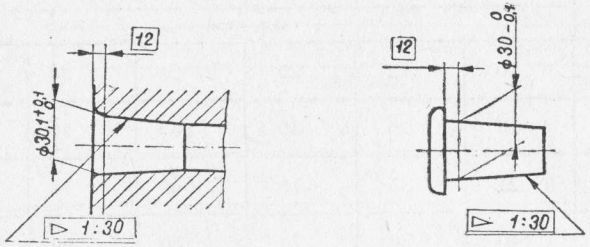


Fig. 4.8. Tolerarea unei asamblări conice cu joc.

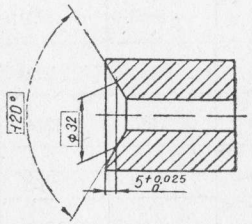


Fig. 4.9. Tolerarea conurilor cu conicitate mare.

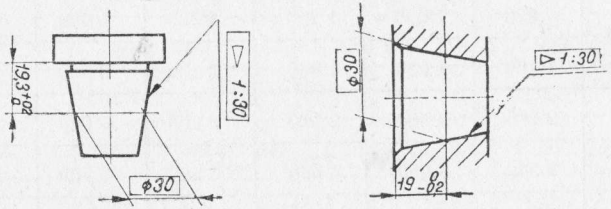


Fig. 4.10. Tolerarea conurilor de poziționare.

Metoda conicității tolerate constă în tolerarea independentă a dimensiunilor liniare (diametru) și a conicității sau unghiului conului.

Toleranța stabilită pentru diametru (T_{DS}) este aplicabilă numai pentru diametrul conului în secțiunea respectivă.

Se prescrie de asemenea și toleranța unghiului conului AT. Suprafețele conice limită sînt definite de suma celor două toleranțe (AT și T_{DS}).

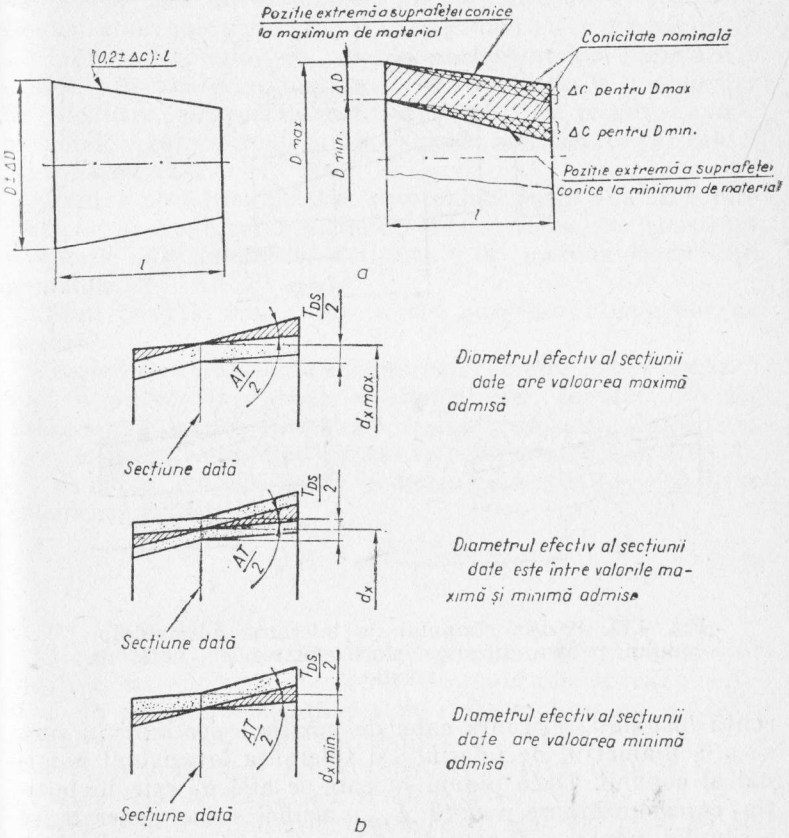

Poziție extremă a suprafeței conice la maximum de material
Conicitate nominală
ΔC pentru Dmax
ΔC pentru Dmin.
Poziție extremă a suprafeței conice la minimum de material
Secțiune dată
Diametrul efectiv al secțiunii date are valoarea maximă admisă
Secțiune dată
Diametrul efectiv al secțiunii date este între valorile maximă și minimă admise
Secțiune dată
Diametrul efectiv al secțiunii date are valoarea minimă admisă
a
b

Fig. 4.11. Tolerarea prin metoda conicității tolerate:
a — tolerarea diametrului mare al conului; *b* — tolerarea unui diametru intermediar.

În fig. 4.11, *a* este exemplificată situația în care dimensiunea liniară tolerată este diametrul mare al conului, iar în fig. 4.11, *b* este exemplificată situația în care este tolerat un diametru intermediar (d_x).

O suprafață conică reală este considerată corespunzătoare dacă se află oriunde în interiorul cîmpului de toleranță, cu condiția ca toleranța la conicitate să fie respectată. Astfel de exemplu, în fig. 4.12, *a* este indicat cîmpul de tole-

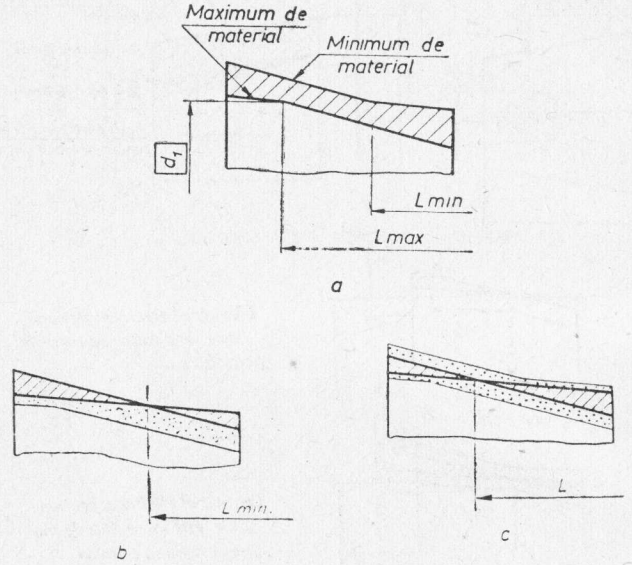


Fig. 4.12. Poziția cîmpului de toleranță a unghiului conului pentru diferite valori efective ale cotei de poziție.

ranță însumat: toleranța cotei de poziție a secțiunii în care se află diametrul de referință și toleranța la unghiul nominal al conului. Dacă planul în care se află d_x este în poziția corespunzătoare valorii L_{min} atunci orice generatoare a conului, pentru a fi considerat corespunzător, trebuie să se afle în interiorul zonei haşurate din fig. 4.12, *b*. Dacă diametrul d_x se află într-un plan a cărui poziție este L_x, atunci generatoarea va trebui să se afle în interiorul zonei haşurate din fig. 4.12, *c*. În fig. 4.12, *b* și *c* suprafața punctată reprezintă diferența dintre cîmpul de toleranță total, conform fig. 4.12, *a* și cîmpul de toleranță la conicitate pentru valorile respective ale cotei de poziție *L*.

Metoda conicității tolerate se utilizează atunci cînd tolerarea după metoda conicității nominale este fie prea largă și deci nu asigură contact suficient de bun al elementelor conice care se asamblează, fie prea restrictivă, utilizarea elementului conic permițînd o variație mai mare a conicității.

Trebuie subliniat că abaterile elementelor îmbinărilor conice, atît abaterile diametrelor cît și abaterile unghiurilor de înclinare, provoacă modificarea poziției relative axiale a pieselor conice materializată prin modificarea distanței dintre baze (*B*).

Pentru stabilirea relației care există între abaterile diametrelor și modificarea distanței între baze se vor considera cîmpurile de toleranță definite prin metoda conicității nominale.

Sînt posibile trei variante ale poziților cîmpurilor de toleranță.

Varianta 1. Abaterile diametrelor conului exterior (ΔD_e) sînt negative, iar abaterile diametrelor conului interior (ΔD_i) sînt pozitive. În această variantă distanța dintre baze se va micșora, acumulînd efectul ambelor abateri (fig. 4.13, *a*).

Valoarea abaterii limită a distanței dintre baze (ΔB) se calculează cu relația:

$$\Delta B = \frac{\Delta D_e + \Delta D_i}{C} \qquad (4.2)$$

și are semn negativ.

Varianta 2. Abaterile diametrelor conului exterior sînt pozitive, iar abaterile diametrelor conului interior sînt negative. În această variantă distanța dintre baze se va mări cumulînd efectul ambelor abateri (fig. 4.13, *b*).

Valoarea abaterii limită a distanței dintre baze se calculează cu relația (4.2) și are semn pozitiv.

Varianta 3. Abaterile diametrelor sînt fie pozitive fie negative pentru ambele conuri. În această variantă distanța dintre baze poate fie să se mărească, fie să se micșoreze, în funcție de valorile efective pe care le au diametrele conului exterior și ale conului interior (fig. 4.13, *c*).

Astfel, considerînd de exemplu cazul abaterilor pozitive la diametrele ambelor elemente, cea mai mică distanță între baze se va obține la asamblarea unui con exterior avînd diametrul D_e la valoarea nominală cu un con interior avînd

diametrul $D_i+\Delta D_i$ — respectiv valoarea limită maximă. În acest caz abaterea limită negativă a distanței între baze va fi: $\Delta B=\frac{\Delta D_i}{C}$.

Cea mai mare distanță dintre baze se va obține la asamblarea unui con exterior avînd diametrul $D_e+\Delta D_e$ — respectiv valoarea limită maximă, cu un con interior avînd diametrul D_i la valoarea nominală.

În acest caz abaterea limită pozitivă a distanței dintre baze va fi $\Delta B=\frac{\Delta D_e}{C}$.

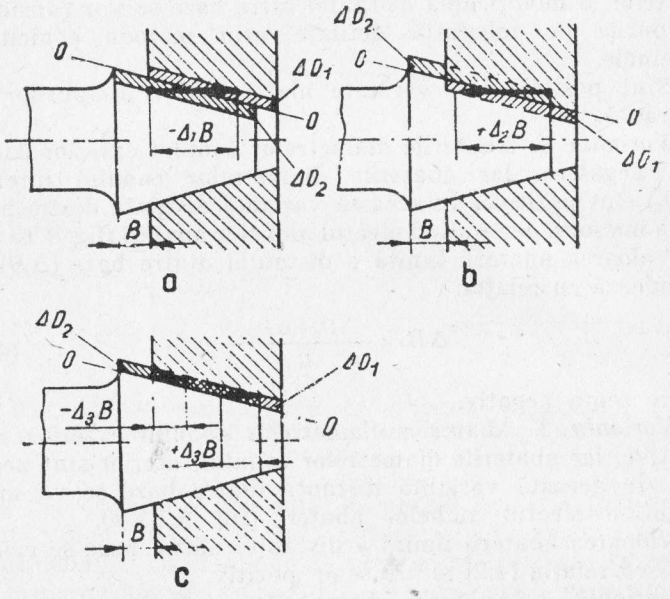


Fig. 4.13. Modificarea distanței dintre baze funcție de poziția cîmpurilor de toleranță la asamblările conice.

La această variantă, dacă abaterile efective ale arborelui și alezajului sînt egale, atunci nu se va produce nici o modificare a distanței dintre baze.

În cazul tolerării elementelor conice prin metoda conicității tolerate este posibil ca și abaterile unghiului nominal al conului să conducă la modificarea distanței dintre baze.

În cele ce urmează se va analiza variația distanței dintre baze ΔB în cazul abaterilor unghiulare $\Delta\alpha_i$ (a conului interior) și $\Delta\alpha_e$ (a conului exterior). Influența semnelor abate-

Tabelul 4.2

Influența semnelor abaterilor unghiulare asupra variației distanței dintre baze (cu baza la D_i)

$\Delta\alpha_e$	$\Delta\alpha_i$	ΔB
0	+	+
0	−	0
+	0	0
−	0	+
+	−	0
+	+	+

rilor unghiurilor de înclinare asupra variației distanței dintre baze este dată în tabelul 4.2.

Mărimea variației distanței dintre baze ΔB se poate calcula din triunghiul EFG (fig. 4.14) la care $EG=\Delta B$, unghiul EFG este egal cu $\frac{\alpha_i-\alpha_e}{2}$, iar unghiul FEG este egal cu $\frac{\alpha_e}{2}$ și anume:

$$FG=\frac{H}{\cos\frac{\alpha_i}{2}};$$

$$\frac{\Delta B}{\sin\frac{(\alpha_i-\alpha_e)}{2}}=\frac{FG}{\sin\frac{\alpha_e}{2}}=$$

$$=\frac{H}{\cos\frac{\alpha_i}{2}\sin\frac{\alpha_e}{2}}$$

de unde:

$$\Delta B=\frac{H\sin\frac{\alpha_i-\alpha_e}{2}}{\cos\frac{\alpha_i}{2}\sin\frac{\alpha_e}{2}}$$

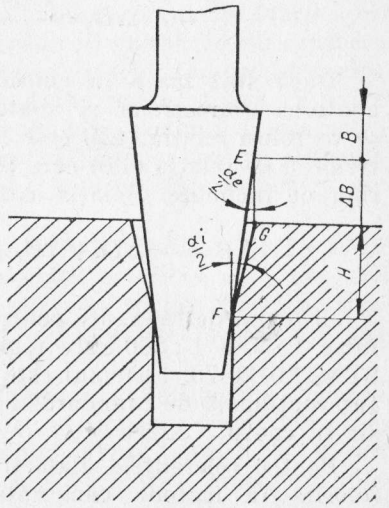


Fig. 4.14. Modificarea distanței dintre baze funcție de toleranța unghiului conului.

Abaterile unghiurilor de înclinare fiind mici, valoarea $\sin\frac{(\alpha_i-\alpha_e)}{2}$ poate fi considerată egală cu:

$$\sin\frac{(\alpha_i-\alpha_e)}{2}\approx(\alpha_i-\alpha_e).$$

Valorile α_i și α_e fiind exprimate în minute sexagesimale.

Deoarece diferența dintre α_i și α_e este foarte mică, se poate admite că $\cos\frac{\alpha_i}{2}\approx\cos\frac{\alpha}{2}$ și $\sin\frac{\alpha_e}{2}\approx\sin\frac{\alpha}{2}$, obținîndu-se

$$\Delta B=\frac{1{,}5\cdot10^{-4}H(\alpha_i-\alpha_e)}{\sin\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}},$$

întrucît $\sin\frac{\alpha}{2}\times\cos\frac{\alpha}{2}=\frac{1}{2}\sin\frac{2\alpha}{2}$, iar pentru conicități mici $\sin\alpha=2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=C$ rezultă:

$$\Delta B=\frac{3\cdot10^{-4}(\alpha_i-\alpha_e)H}{C}, \qquad (4.3)$$

Dacă sînt luate în considerație ambele abateri, adică abaterea diametrelor și abaterea unghiurilor de înclinare, se va folosi relația (4.2) care ține seamă de abaterea diametrelor și de relația (4.3) care ține seamă de abaterea unghiurilor de înclinare. Relația astfel constituită va fi:

$$\Delta B=\frac{1}{C}[\Delta D_i+\Delta D_e+3\cdot10^{-4}H(\alpha_i-\alpha_e)]. \qquad (4.4)$$

Sistemul de toleranțe pentru piese conice avînd conicități între 1 : 3 și 1 : 500 este reglementat la noi în țară prin STAS 10120-75. Sistemul este cel adoptat și de Organizația Internațională de Standardizare — ISO — și adoptat și folosit în cadrul CAER.

Pentru toleranțele diametrelor conice, atît toleranța T_D folosită în metoda conicității nominale, cît și toleranța T_{DS} folosită în metoda conicității tolerate se vor alege dintre toleranțele IT ale sistemului ISO pentru piese cilindrice (a se vedea cap. 2).

Toleranța unghiului conului se alege dintre toleranțele fundamentale AT prevăzute în tabelul 4.3.

Sînt prevăzute 12 trepte de precizie notate cu numerele 1 . . . 12 în ordinea descrescîndă a preciziei, valorile fiecărei trepte de precizie fiind astfel stabilite încît să corespundă aproximativ aceloraşi dificultăți de execuție. Pentru fiecare treaptă de precizie valorile toleranțelor sînt variabile cu lungimea conului deoarece precizia de execuție a unghiului conului este cu atît mai mare cu cît lungimea conului este mai mare.

Valorile toleranțelor unghiului conului ($AT\alpha$) pot fi exprimate și în unități de lungime (AT_D, fig. 4.14): $AT_D=AT_\alpha\times l$.

Întrucît AT_D depind de lungime, în tabelul 4.3, pentru fiecare valoare AT_α sînt indicate cîte două valori AT_D corespunzătoare celor două limite de lungimi ale conului pentru intervalul respectiv.

Toleranța AT poate fi numai în plus ($+AT$), numai în minus ($-AT$) sau simetrice ($\pm AT/2$). Prescrierea unei toleranțe simetrice mărește probabilitatea obținerii unei asamblări între piese avînd unghiul cu o valoare foarte apropiată de valoarea nominală, ceea ce îmbunătățește contactul și contribuie deci la satisfacerea cerințelor impuse în exploatare. Cu toate că în prezent nu se poate afirma că există o legătură între toleranța unghiului conului și diametrul conului, se recomandă ca pentru piese conice cu diametre mari să se adopte toleranțe AT mai mari decît pentru piesele conice cu diametre mici.

În afara toleranțelor analizate mai sus, atît în cazul tolerării pe baza metodei conicității nominale cît și în cazul aplicării metodei conicității tolerate, se pot prescrie, dacă necesitățile funcționale o impun, toleranțe restrictive privind forma conului T_F.

Astfel se poate limita toleranța la rectilinitatea generatoarei, cîmpul de toleranță la rectilinitate fiind definit ca distanța în plan axial între două drepte paralele între care trebuie să se găsească generatoarea efectivă, precum și toleranța la circularitatea unei secțiuni normale, definită ca distanța între două cercuri concentrice între care trebuie să se afle conturul secțiunii normale efective a conului.

4.4. ABATERI LIMITĂ PENTRU DIMENSIUNI UNGHIULARE LA CARE NU AU FOST PREVĂZUTE TOLERANȚE

Conform prevederilor din STAS 2300-75, pentru dimensiuni unghiulare fără indicații de toleranță se vor prevedea abateri limită în funcție de lungimea laturii celei mai scurte a unghiului considerat, (tabelul 4.4).

Tabelul 4.4

Abateri limită pentru dimensiuni unghiulare fără indicații de toleranță

Lungimea laturii celei mai scurte mm		Pînă la 10	Peste 10 pînă la 50	Peste 50 pînă la 120	Peste 120 pînă la 400
Abateri limită	în grade și minute sexagesimale	±1°	±30′	±20′	±10′
	în mm la 100 mm	±1,8	±0,9	±0,6	±0,3

5. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR FILETATE

5.1. NOȚIUNI GENERALE

Filetul este o spiră (nervură) elicoidală cu secțiune și pas constant formată pe o suprafață cilindrică sau conică.

Filetul poate fi realizat pe o suprafață exterioară: filet exterior sau pe o suprafață interioară (alezaj): filet interior. Pentru simplificare, piesa cu filet exterior este numit șurub, iar cea cu filet interior, piuliță (fig. 5.1).

Elementele principale care caracterizează și determină un filet sînt:

Profilul — conturul spirei și golului filetului într-un plan axial.

Pasul, p, — distanța, măsurată paralel cu axa filetului, într-un plan axial, între două puncte omologe de pe două flancuri paralele consecutive.

Diametrele corespunzătoare profilului de bază sînt considerate perpendiculare pe axa filetului și situate într-un plan axial.

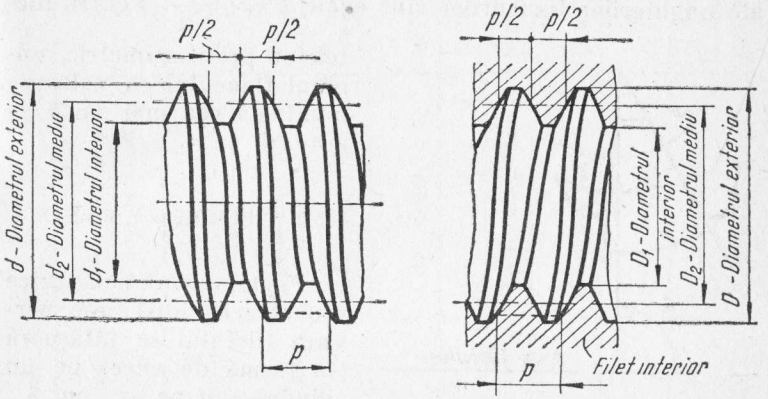


Fig. 5.1. Dimensiunile principale ale filetelor:
a — filet exterior; *b* — filet interior.

Diametrul exterior — d la șurub și D la piuliță: diametrul măsurat între vîrfurile filetului exterior sau între fundurile filetului interior.

Diametrul interior — d_1 la șuruburi D_1 la piuliță: diametrul măsurat între fundurile filetului exterior sau între vîrfurile filetului interior.

Diametrul mediu — d_2 la șurub și D_2 la piuliță: diametrul cilindrului a cărui generatoare intersectează profilul filetului astfel încît lungimea porțiunii de generatoare corespunzătoare golului dintre două spire și lungimea porțiunii de generatoare corespunzătoare unei spire să fie ambele egale cu jumătatea pasului.

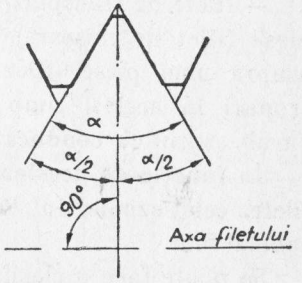


Fig. 5.2. Unghiul filetului.

Unghiul filetului — α: unghiul format într-un plan axial de două flancuri adiacente (fig. 5.2).

Unghiul flancului — β sau γ: unghiul format, într-un plan axial, de un flanc și o dreaptă perpendiculară pe axa filetului (fig. 5.3). Pentru filetele cu profil simetric, valorile nominale ale unghiurilor flancurilor sînt egale: $\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2}$. Pentru filetele cu profil asimetric, unghiul flancului cu valoarea nominală cea mai mică se notează cu γ.

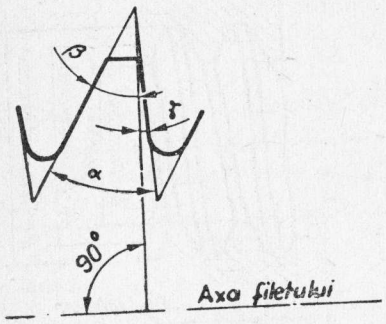


Fig. 5.3. Unghiul flancului.

5.2. TIPURILE DE FILETE

Filetele sînt cilindrice sau conice, după cum nervura filetului se înfășoară (în formă de elice) pe un cilindru sau pe un con.

După scopul în care este folosită piesa filetată, se deosebesc:

— filete de fixare, folosite la asamblarea a două piese una față de alta (de exemplu, la șuruburi și piulițe, prezoane etc.);

— filete de transport, folosite pentru a deplasa o anumită piesă (filet de mișcare), fie pentru a transmite o presiune asupra unei piese (filet de presiune), sau pentru ambele scopuri în același timp (de exemplu șurubul la presa cu șurub, șurubul conducător la strung etc.).

În funcție de acestea au fost realizate profile diverse de filete, cele uzuale în industria noastră fiind indicate în tabelul 5.1.

Se poate face o clasificare a pieselor filetate și după sensul de înfășurare a nervurii: dacă sensul de rotire pentru înșurubare, privind în sensul de înaintare a șurubului este corespunzător acelor de ceasornic, filetul se numește „dreapta", în cazul în care este invers decît sensul acelor de ceasornic, filetul se numește „stînga".

5.3. NOȚIUNI DESPRE INTERSCHIMBABILITATEA PIESELOR FILETATE

Stabilirea toleranțelor pentru piesele filetate are drept scop să asigure:

— interschimbabilitatea fără sortare a șuruburilor și piulițelor;

— rezistența șurubului, care ar fi micșorată în cazul unei toleranțe prea mari;

— contactul complet între filetele asamblate pe toată înălțimea de contact și pe toată lungimea de înșurubare.

La analiza toleranțelor asamblărilor filetate trebuie să țină seamă de cinci mărimi, care depind unele de altele: diametrul mediu d_2 sau D_2, pasul p, jumătatea unghiului profilului $\frac{\alpha}{2}$; aceste trei elemente determină forma și poziția corectă a profilului filetului față de axă. Celelalte două elemente care trebuie luate în considerare sînt diametrul exterior d sau D și diametrul interior d_1 sau D_1.

Este de observat că toleranțele diametrului mediu trebuie să țină seama nu numai de abaterile diametrului mediu propriu-zis, ci și de compensările diametrale ale abaterilor jumătății unghiului de profil $\frac{\alpha}{2}$ și ale abaterilor de pas.

În afară de cazurile speciale (de exemplu, la filetele pentru etanșarea instalațiilor cu abur), elementul principal care determină caracterul unei asamblări filetate este diametrul mediu, deoarece filetul trebuie să fie în contact cu piesa asamblată numai pe laturile profilului filetat. Toleranțele diametrelor exterioare și interioare trebuie să fie astfel calculate, încît să elimine pericolul de înțepenire la vîrful și fundul filetului.

În practică, menținerea toleranțelor la profilul filetului pieselor asamblate este asigurată prin metoda complexă de control, care se bazează în primul rînd pe utilizarea calibrelor. Calibrul „trece" trebuie să reprezinte prototipul piesei cu care urmează a se asambla piesa controlată și să limiteze toate elementele componente, iar calibrul „nu trece" este destinat să controleze numai diametrul mediu. Abaterile pasului, jumătății unghiului de profil și diametrului mediu propriu-zis fiind dependente între ele, controlul lor

este limitat de verificarea cîmpului de toleranță totalizat pentru diametrul mediu.

Alegerea ajustajelor și claselor de precizie pentru asamblările filetate este condiționată de lungimea înșurubării, impusă de sarcina prescrisă, de jocul admis în asamblare, stabilit în așa fel încît să evite autodeșurubarea, de condițiile de rezistență sau de centrare, de tendința de a limita eventualele variații de strîngere, de intenția împărțirii pe grupe în vederea sortării, de condițiile speciale de montare, de necesitatea de a asigura un joc pentru ungere, de tehnologia filetării, precum și de alți factori.

5.4. RELAȚIILE DINTRE ABATERILE PASULUI, ALE UNGHIULUI FILETULUI ȘI ALE DIAMETRULUI MEDIU

În cele ce urmează se vor analiza filetele cu profil triunghiular, ele fiind cele mai reprezentative.

În fig. 5.4 este arătată asamblarea dintre o piuliță etalon avînd profil teoretic și un șurub din producția curentă avînd o abatere de pas egală cu Δp pe lungimea înșurubării, adică pe lungimea piuliței. Această abatere reprezintă diferența dintre trei pași efectivi pe șurub, avînd ca punct de plecare latura CD, adică diferența $CF-CE=EF$.

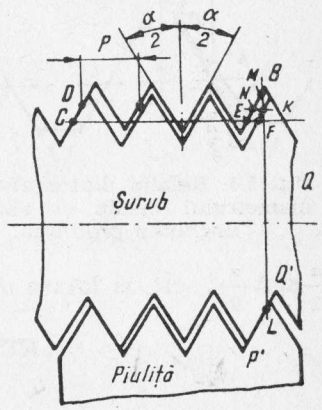


Fig. 5.4. Relația dintre abaterea diametrului mediu și abaterea pasului.

Se duce prin punctul K o dreaptă perpendiculară pe axa filetului pînă la intersecția cu latura $P'Q'$ în punctul L și cu latura BE în punctul M. Lungimea ML reprezintă diametrul mediu teoretic al piuliței iar KL, diametrul mediu al filetului șurubului.

Din punctul K se duce o dreaptă paralelă cu axa filetului pînă la intersecția cu latura filetului piuliței în punctul N.

În triunghiul obținut KMN, unghiul KMN este egal cu $\frac{\alpha}{2}$, întrucît laturile lui sînt respectiv paralele cu latura

profilului și cu normala pe axa filetului. Deci se poate scrie

$$KM = KN \operatorname{cotg} \frac{\alpha}{2}, \qquad (5.1)$$

unde KM este micșorarea diametrului mediu, care se notează cu f_1 iar KN este abaterea pasului Δp, pe lungimea înfășurării. După înlocuire se obține

$$f_1 = \Delta p \operatorname{cotg} \frac{\alpha}{2}. \qquad (5.2)$$

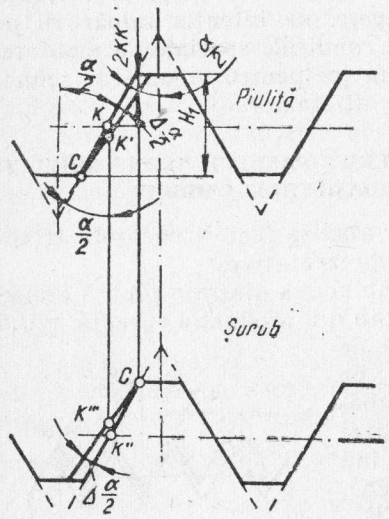


Fig. 5.5. Relația dintre abaterea diametrului mediu și abaterea unghiului profilului.

Înlocuind în cazul filetului metric unghiul $\alpha = 60°$, se obține $f_1 = 1{,}732\,\Delta p$.

În fig. 5.5 este reprezentat profilul unei piulițe model și al unui șurub la care abaterea jumătății unghiului filetului este egală cu $\Delta \frac{\alpha}{2}$. Profilul șurubului poate fi introdus în piuliță numai în cazul în care diametrul mediu al șurubului este micșorat cu $KK' + K''K'''$ sau cu $2KK'$. În triunghiul KCK' sînt cunoscute două unghiuri $\frac{\alpha}{2}$ și $\Delta \frac{\alpha}{2}$, cît și latura KC, deci

$$KC = \frac{0{,}5\,H_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \qquad (5.3)$$

Întrucît raportul a două laturi dintr-un triunghi este egal cu raportul sinusurilor unghiurilor opuse, se poate scrie:

$$\frac{KK'}{KC} = \frac{\sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

sau

$$\frac{KK'}{KC} = \frac{KK'}{\frac{0{,}5\,H_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}} = \frac{2KK' \times \cos \frac{\alpha}{2}}{H_1} = \frac{\sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

de unde $2KK' = \dfrac{H_1 \sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}} = \dfrac{2H_1 \sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \alpha}.$

Notînd micșorarea diametrului, egală cu $2KK'$, prin f_2, rezultă

$$f_2 = 2KK' = \frac{2H_1 \sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \alpha}.$$

Unghiul $\Delta \frac{\alpha}{2}$ fiind o valoare mică, se poate considera

$$\sin\left(\Delta \frac{\alpha}{2}\right) = \Delta \frac{\alpha}{2} \text{ (rad)},$$

deci:

$$f_2 = \frac{2H_1}{\sin \alpha} \Delta \frac{\alpha}{2} \text{ (rad)}. \qquad (5.4)$$

Transformînd $\Delta \frac{\alpha}{2}$ din radiani în minute ($1' = 2{,}91 \times 10^{-4}$ radiani), pentru f_2 se obține valoarea

$$f_2 = \frac{2{,}91 \times 10^{-4} H_1}{\sin \alpha} \Delta \frac{\alpha}{2}, \qquad (5.5)$$

unde:

H_1 este exprimat în mm,

α — în minute, iar rezultatul obținut în μm.

Dacă se consideră filetul metric, unghiul filetului $\alpha = 60°$, $H_1 = 0{,}54\ p$, iar $f_2 = 1{,}57 \times 10^{-4}\ p \times \Delta \frac{\alpha}{2}$, unde f_2 este exprimat în μm, iar α — în minute.

În cazul unor abateri concomitente de la pas și de la unghi este necesar, în vederea obținerii unei interschimbabilități complete, ca ele să fie compensate prin modificarea diametrului mediu cu valoarea f_1+f_2.

De asemenea, filetul mai trebuie să fie prevăzut și cu o toleranță f_3 în raport cu diametrul mediu propriu-zis în vederea compensării uzurii sculelor și nepreciziei prinderii piesei. Deci toleranța f a diametrului mediu este $f=f_1+f_2+f_3$.

Toleranța prevăzută pentru diametrul mediu determină două profile limită (fig. 5.6) între care trebuie să se situeze profilul real al filetului, asigurînd astfel interschimbabilitatea și caracterul prescris al ajustajului.

5.5. TOLERANȚELE FILETELOR DE FIXARE

Este cunoscut că în țările industriale sînt utilizate trei tipuri principale de filete de fixare:

— filete metrice, utilizate în R.S.R., U.R.S.S., R.S.C., R.P.P., Franța, Germania etc.;

— filete în inci cu profil Whitworth, după standardele britanice, cu unghiul filetului de 55°, utilizate în Anglia și Canada;

— filete Sellers (USSt) utilizate în S.U.A., cu unghiul filetului de 60°, însă raportul între pas și diametru este altul decît la sistemul metric, parametrii filetului fiind calculați în inci.

În S.U.A., Anglia și Canada se mai folosesc filete denumite filete unificate cu pas mare UNC, cu pas mic UNF și cu pas foarte mic UNFF.

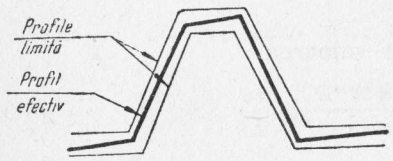


Fig. 5.6. Profile limită și profil efectiv.

În vederea asigurării interschimbabilității pe plan internațional a pieselor filetate, Organizația Internațională de Standardizare — ISO — a adoptat recomandarea ISO/R 68 care stabilește noul profil al filetului metric.

Profilul filetului ISO, introdus în prezent în toate țările socialiste și la noi prin STAS 6371-73, este arătat în fig. 5.7.

Prin faptul că teșirea vîrfului piuliței se face la distanța $H/4$ de la vîrful triunghiului echilateral de bază, se permite executarea filetului șurubului la un diametru interior mai mare și cu fundul filetului rotunjit pînă la $r=\frac{H}{6}=0{,}144\ p$.

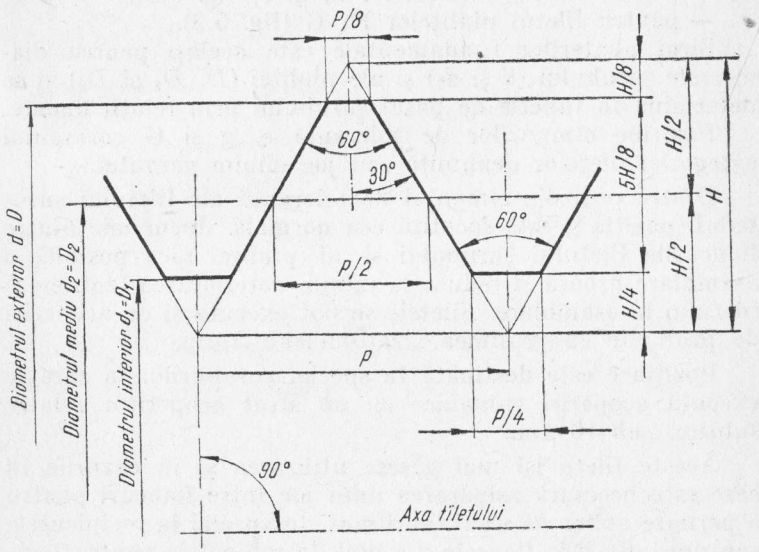


Fig. 5.7. Profilul filetului metric ISO.

Acest profil de bază este profilul teoretic al filetului șurubului și piuliței, față de care se definesc toleranțele lor, îndeplinind același rol cu „linia zero" pentru piesele lise.

În cele ce urmează se vor analiza caracteristicile și modul de alcătuire a sistemului de toleranțe ISO pentru filetele metrice care este sistemul standardizat și la noi în țară.

Sistemul ISO prevede în prezent numai ajustaje cu joc sau ajustaje alunecătoare.

Cîmpurile de toleranță pentru diametrele filetelor sînt definite prin mărimea lor (toleranța) și poziția lor.

Abaterile fundamentale. Pozițiile cîmpurilor de toleranță se stabilesc față de profilul nominal al filetului prin abaterile fundamentale (a_s) pentru șuruburi și (A_i) pentru piulițe,

care determină totodată jocul minim al filetului în raport cu profilul nominal.

Se stabilesc trei serii de abateri fundamentale pentru filetele șuruburilor și două serii de abateri fundamentale pentru filetele piuliților simbolizate prin litere:

— pentru filetul șuruburilor h, g, e (fig. 5.8);

— pentru filetul piuliților H, G (fig. 5.9).

Șirul abaterilor fundamentale este același pentru diametrele șurubului (d și d_2) și ale piuliței (D, D_1 și D_2) și se determină în funcție de pasul șurubului prin relații lineare.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță e, g și G corespund categoriei filetelor denumită „cu joc minim garantat".

Dintre pozițiile cîmpului de toleranță ale filetului șurubului, poziția g este socotită cea normală. Jocul mic dintre flancurile filetului șurubului și al piuliței face posibilă o asamblare ușoară și reduce la minim deteriorarea (zgîrierea) filetului la asamblare. Filetele se pot executa și cu acoperiri de protecție cu grosimea stratului sub 5 μm.

Poziția e este destinată în special șuruburilor la care se execută acoperiri galvanice cu un strat acoperitor relativ subțire, sub 10 μm.

Aceste filete își mai găsesc utilizarea și în cazurile în care este necesară asigurarea unui joc între flancuri pentru a permite aplicarea unui lubrifiant, în special la recipientele sub presiune și la flanșele din oțel, la robinetele pentru temperaturi și presiuni ridicate etc.

Poziția h va fi utilizată numai atunci cînd este nevoie ca jocul să fie redus la minim, în special pentru calitatea de execuție fină. În general, în cazul poziției h nu este posibilă aplicarea unui strat acoperitor de protecție.

La piulițe poziția H avînd abaterea inferioară zero, este socotită cea normală și se utilizează pentru aplicații generale. Cîmpul de toleranță la piuliță fiind mai mare decît la șurub, se poate aplica și în cazul poziției H un strat acoperitor galvanic, care în gaură are o grosime mică, practic neglijabilă.

Poziția G se va utiliza în cazurile în care se prevede aplicarea unui strat acoperitor de grosime mare sau atunci cînd garantarea unei foarte ușoare asamblări primează.

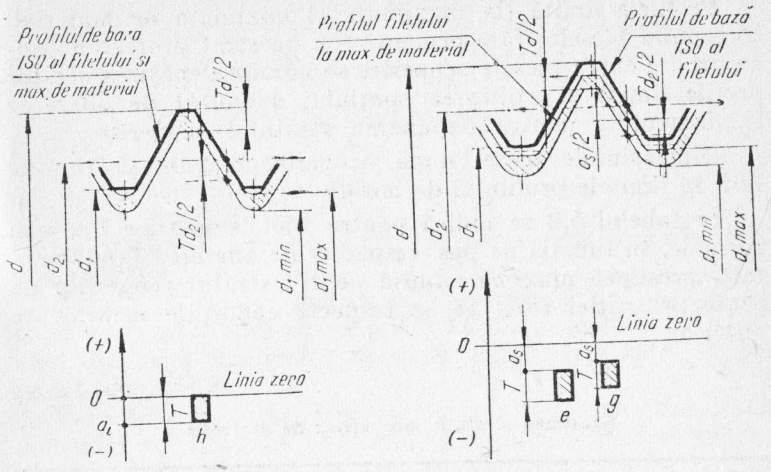


Fig. 5.8. Poziția cîmpurilor de toleranță la filetul șurubului.

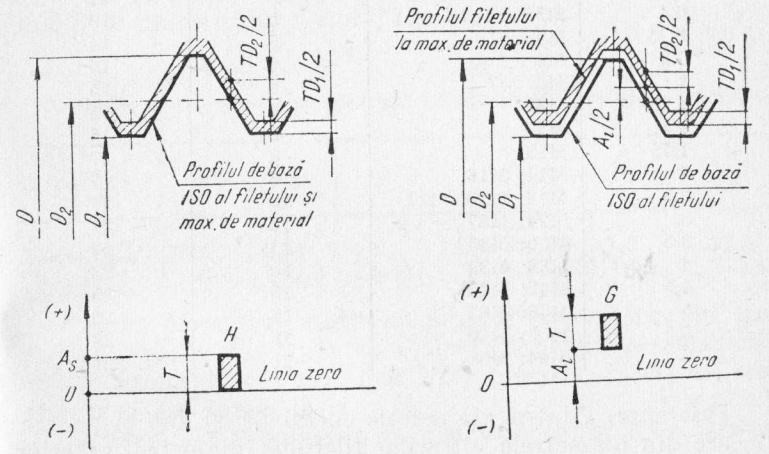


Fig. 5.9. Poziția cîmpurilor de toleranță la filetul piuliței.

Profilele limită (la maximum și minimum de material) corespund pieselor fără acoperire cu un strat protector anticoroziv. Pentru piesele acoperite se admite depășirea acestor profile limită și utilizarea spațiului delimitat de abaterea fundamentală pentru depunerea stratului acoperitor.

Dimensiunile piesei după acoperire trebuie să rămînă însă în limitele profilului de bază.

În tabelul 5.2 se indică pentru filetele metrice fine sau normale, în funcție de pas, respectiv de abaterea fundamentală, grosimea maximă admisă pentru stratul acoperitor de protecție, astfel încît să se respecte condițiile menționate anterior.

Tabelul 5.2

Grosimea stratului acoperitor de protecție

Pasul filetului metric fin sau normal mm	Filet normal	Poziția cîmpului de toleranță	
		g și G	e
		Grosimea stratului acoperitor de protecție μm max.	
0,5	M3	5	12
0,6	M35	5	13
0,7; 0,75	M4	5	14
0,8	M5	6	15
1	M6; M7	6	15
1,25	M8	7	15
1,5	M10	8	16
1,75	M12	8	17
2	M14; M16	9	17
2,5	M18; M20; M22	10	20
3	M24; M27	12	21
3,5	M30; M33	13	22
4	M36; M39	15	23
4,5	M42; M45	15	25
5	M48; M52	17	26
5,5	M56; M60	18	28
6	M64; M68	20	29

Toleranțe. Pentru diametrele medii (d_2 și D_2) și pentru fiecare din diametrele vîrfurilor filetului (diametrul exterior al filetului șurubului d și diametrul interior al filetului piuliței D_1) se prevăd toleranțe de diferite grade de precizie.

Pentru diametrul mediu al șurubului (d_2) se stabilesc 7 precizii notate cu cifre de la 3 la 9, precizia normală fiind 6. Pentru determinarea valorilor toleranțelor se folosește relația

$$Td_2 = 90 p^{0,4} d^{0,1},$$

în care:

d este diametrul filetului;

p — pasul filetului.

Cu ajutorul acestei relații se calculează valorile Td_2 pentru precizia 6 — $Td_2(6)$.

Șirurile de valori pentru celelalte grade de precizie se obțin prin multiplicarea valorilor $Td_2(6)$ cu niște coeficienți aleși din șirul numerelor normale astfel încît rația să fie 1,25 (tabelul 5.3).

Stabilirea valorilor toleranțelor se face pe baza unor intervale de diametre. Valorile toleranțelor au fost determinate pentru fiecare pas, pentru valoarea minimă a diametrului corespunzător din intervalul respectiv.

Pentru anumite grade de precizie nu se dau valori ale toleranțelor pentru pașii mici, din cauza suprapunerii insuficiente a spirelor filetelor șurubului și piuliței, în sens diametral, la minimum de material, precum și din cauza condiției ca toleranța diametrului mediu să fie mai mare decît toleranța diametrului vîrfului filetului.

Tabelul 5.3

Relațiile de calcul pentru toleranța Td_2 funcție de gradul de precizie

Precizia	3	4	5	6	7	8	9
Toleranță	0,5 $Td_2(6)$	0,63 $Td_2(6)$	0,8 $Td_2(6)$	$Td_2(6)$	1,25 $Td_2(6)$	1,6 $Td_2(6)$	$2Td_2$ $Td_2(6)$

Pentru diametrul mediu al piuliței (D_2) se prevăd mai puține precizii decît pentru diametrul mediu al șurubului (d_2) și anume 5, cea mai fină fiind precizia 4, iar cea mai grosolană precizia 8.

Sistemul ISO prevede, pentru aceeași precizie, valori diferite ale toleranței la diametrul mediu al piuliței față de cele ale șurubului, cele ale piuliței fiind cu cca. 30% mai mari.

Luînd ca bază toleranța diametrului mediu al șurubului pentru precizia 6 — $Td_2(6)$ — toleranțele la diametrul mediu al piuliței (TD_2) pentru celelalte precizii se exprimă prin relațiile indicate în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Relațiile de calcul pentru toleranța TD_2 funcție de gradul de precizie

Precizia	4	5	6	7	8
Toleranță	0,85 $Td_2(6)$	1,06 $Td_2(6)$	1,32 $Td_2(6)$	1,7 $Td_2(6)$	2,12 $Td_2(6)$

După cum se poate observa și în cazul acesta se păstrează regula stabilită la diametrul mediu al șurubului și anume dispunerea toleranțelor în funcție de precizie sub forma unei progresii geometrice cu rația 1,25.

Pentru diametrul exterior al filetului șurubului (d) s-au stabilit 3 precizii: 4, 6 și 8. Precizia 6 este considerată ca cea normală, valorile toleranțelor calculîndu-se pe baza relației

$$Td(6)=180\sqrt[3]{p^2}-\frac{3,15}{\sqrt{p}}$$

adică numai în funcție de pas.

Toleranțele pentru celelalte precizii se stabilesc prin multiplicarea valorilor $Td(6)$ cu aceeași coeficienți cu care au fost multiplicate și toleranțele Td_2 (tabelul 5.5).

Tabelul 5.5

Relațiile de calcul pentru toleranța Td funcție de gradul de precizie

Precizia	4	6	8
Toleranța	0,63 $Td(6)$	$Td(6)$	1,6 $Td(6)$

Precizia 4 se utilizează pentru filetele executate pe semifabricate din material tras la rece sau finisate prin strunjire. Precizia 8 se aplică filetelor executate pe semifabricate laminate la cald sau nefinisate.

Pentru diametrul interior al piuliței (D_1) ISO stabilește 5 precizii eșalonate în progresie cu rația 1,25 (tabelul 5.6). Precizia 6 este considerată normală și pentru ea se stabilesc toleranțele pe baza a două relații, una pentru pași mici pînă la 0,8 mm și alta pentru pași mai mari de 0,8 mm;

— pentru $p \leqslant 0,8$ mm $TD_1(6)=433p-190p^{1,22}$

— pentru $p>0,8$ mm $TD_1(6)=230p^{0,7}$.

Tabelul 5.6

Relațiile de calcul pentru toleranța TD_1 funcție de gradul de precizie

Precizia	4	5	6	7	8
Toleranța	0,63 $TD_1(6)$	0,8 $TD_1(6)$	$TD_1(6)$	1,25 $TD_1(6)$	1,6 $TD_1(6)$

Pentru diametrul exterior al filetului piuliței (D) se stabilește numai limita minimă (D_{min}) care este valoarea nominală D mărită, în cazul cîmpurilor de toleranță TD_2 avînd poziția G, cu valoarea abaterii fundamentale (A_i).

Fundul filetului șurubului trebuie să fie racordat cu o rază de racordare cît mai mare posibil. Raza de racordare minimă este 0,1 p. În caz de necesitate, de exemplu pentru șuruburi de rezistență mare (din materiale cu $\sigma_r > >800$ N/mm^2), pentru șuruburi supuse la șocuri și (sau) la solicitări variabile (oboseală) se pot prescrie valori minime obligatorii ale razelor de racordare mai mari decît 0,1 p.

Racordarea fundului filetului se va face astfel încît să se asigure rectilinitatea flancului profilului pînă la valoarea nominală d_1 micșorată (fig. 5.10), în cazul corpurilor de toleranță Td_2 avînd poziția e sau g, cu valoarea abaterii fundamentale (a_s).

Din considerente geometrice, așa cum rezultă din fig. 5.10 diametrul fundului filetului este limitat, prin fixarea razei de racordare la valoarea min 0,1p, de valorile $d_{1\,max}$ corespunzătoare unei trunchieri la aproximativ 3/16 H și $d_{1\,min}$ corespunzătoare unei trunchieri la aproximativ $\frac{H}{8}$.

Diametrul interior maxim $d_{1\ max}$ se calculează cu relația:

$$d_{1\ max}=d_1-\frac{a_{s_1}}{1\,000}$$

valorile abaterilor superioare a_{s_1} fiind date în STAS 8165-68.

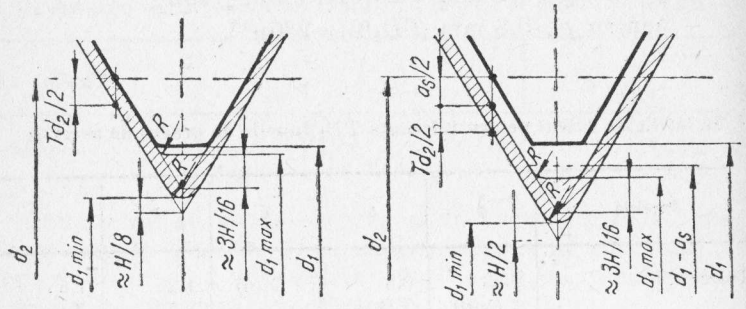


Fig. 5.10. Diametrele limită și racordarea fundului filetului șurubului.

Diametrul interior minim $d_{1\ min}$ al filetului șurubului, se calculează cu relația:

$$d_{1\ min}=d_{1\ max}-\left(0{,}108\ p+\frac{Td_2}{1\,000}\right),$$

valorile produsului $0{,}108\ p$ fiind date în STAS 8165-68.

5.5.1. NOTAREA CÎMPURILOR DE TOLERANȚĂ ALE FILETELOR

Cîmpul de toleranță al diametrului unui filet se simbolizează prin cifra care indică gradul de precizie urmată de o literă care indică poziția cîmpului de toleranță ca de exemplu 6 g/6 H. Simbolul cîmpului de toleranță al unui filet se compune din simbolul cîmpului de toleranță al diametrului mediu urmat de simbolul cîmpului de toleranță al diametrului vîrfului filetului (diametrul exterior al filetului șurubului și diametrul interior al filetului piuliței). În cazul în care cîmpul de toleranță al diametrului mediu este același cu cel al diametrului vîrfului filetului, simbolul cîmpului de toleranță se scrie o singură dată. Astfel, dacă șurubul cu filet M 6×1 are pentru diametrul mediu cîmpul de toleranță 5 g și pentru diametrul exterior cîmpul de toleranță 6 g se notează cu M 6×1—5 g 6 g iar dacă piulița cu filet M 6×1 are pentru diametrul mediu și pentru diametrul interior cîmpul de toleranță 6H se notează cu M 6×1—6H. Simbolizarea unui ajustaj filetat se face indicînd simbolul cîmpului de toleranță al filetului piuliței, urmat de simbolul cîmpului de toleranță al filetului șurubului, cele două simboluri fiind separate printr-o linie oblică și anume: M 6×1—6H/5 g. În cazul șuruburilor pentru care se prescrie o rază minimă a fundului filetului șurubului diferită (mai mare) de valoarea 0,1 p, aceasta va fi indicată în notare într-o paranteză astfel: M 6—6 g (r=min 0,135).

5.5.2. SELECȚIA CÎMPURILOR DE TOLERANȚĂ

Alegerea cîmpurilor de toleranță din cele care pot rezulta din combinarea gradelor de precizie și a pozițiilor prevăzute în STAS 8165-68 se face în funcție de 3 clase de execuție ale filetelor și de 3 grupe de lungimi de înșurubare. Cele 3 clase de execuție sînt denumite: fină, mijlocie și grosolană.

Clasa fină se utilizează numai pentru filete de precizie, atunci cînd între filetul șurubului și piuliței este necesar un joc mic.

Clasa mijlocie este clasa de execuție obișnuită, de uz curent.

Clasa grosolană se utilizează în cazurile în care filetele sînt executate în condiții tehnologice dificile, de exemplu: filetarea barelor laminate la cald, tarodarea găurilor adînci, înfundate etc.

În sistemul ISO se prevăd trei categorii de lungimi de înșurubare: scurtă, normală și lungă.

Astfel, pentru fiecare clasă de execuție se precizează trei serii de toleranțe ale diametrelor, corespunzătoare celor trei categorii de lungimi de înșurubare. Categoriile de lungimi au fost stabilite în funcție de diametrul și de pasul respectiv al filetului după cum urmează:

$$l_{N\ min}=2{,}24\ pd^{0{,}2};$$

$$l_{N\ max}=6{,}7\ pd^{0{,}2},$$

în care:

$l_{N\ min}$ este valoarea minimă a lungimii normale de înșurubare;

$l_{N\ max}$ — valoarea maximă a lungimii normale de înșurubare;

p — pasul filetului;

d — diametrul exterior al filetului șurubului.

Pentru obținerea unor valori eșalonate cît mai rațional s-au stabilit intervale de diametre, iar lungimile au fost determinate pentru fiecare pas pe baza diametrului minim corespunzător intervalului respectiv. Valorile obținute din calcul au fost rotunjite la valorile cele mai apropiate din seria de numere normale R 40.

Aceste valori sînt date în STAS 8165-68. Cînd lungimea de înșurubare nu este cunoscută în momentul executării unui șurub, se recomandă să se considere că ea se încadrează în lungimea de înșurubare normală.

Sistemul ISO prevede o selecție a combinațiilor de poziții și precizii. În tabelele 5.7 și 5.8 sînt date cîmpurile de toleranță recomandate pentru filetele șuruburilor și ale piulițelor și anume simbolurile tipărite în chenar sînt cele preferate, iar simbolurile tipărite între paranteze sînt de evitat.

Tabelul 5.7

Cîmpurile de toleranță recomandate pentru filetele șuruburilor

Clasa de execuție	Poziția cîmpului de toleranță								
	e			g			h		
	Grupa de lungimi de înșurubare								
	S	N	L	S	N	L	S	N	L
	Simbolurile cîmpurilor de toleranță								
Fină	—	—	—	—	—	—	(3h4h)	4h	(5h4h)
Mijlocie	—	6e	(7e6e)	(5g6g)	6g	(7g6g)	(5h7h)	6h	(7h6h)
Grosolană	—	—	—	—	8g	(9g8g)	—	—	—

Oricare din cîmpurile de toleranță din tabelul 5.7 — pentru filetele șuruburilor — poate fi combinat cu oricare din cîmpurile de toleranță din tabelul 5.8 — pentru filetele

piulițelor. Totuși, pentru a garanta o asamblare bună (o suprapunere diametrală suficientă între filetul șurubului și al piuliței), se vor prefera ajustajele de tipul H/g, H/h

Tabelul 5.8

Cîmpurile de toleranță recomandate pentru filetele piulițelor

Clasa de execuție	Poziția cîmpului de toleranță					
	G			H		
	Grupa de lungime de înșurubare					
	S	N	L	S	N	L
	Simbolurile cîmpurilor de toleranță					
Fină	—	—	—	4H	5H	6H
Mijlocie	(5G)	(6G)	(7G)	5H	6H	7H
Grosolană	—	(7G)	(8G)	—	7H	8H

sau G/h. Pentru pașii mici ($p<0,5$) se va utiliza de preferință numai ajustajul de tipul H/h. Pentru filetele M 1,4 sau mai mici se va utiliza combinația 5H/6h sau mai fină.

În STAS 8165-68 sînt date abaterile limită pentru filete metrice ISO avînd diametrele nominale cuprinse între 1 mm și 600 mm.

Filetele de fixare, la care toleranțele prevăzute dau ajustaje alunecătoare sau cu joc, asigură stabilitatea și rezistența asamblării prin crearea de tensiuni între suprafețele interne și externe ale filetelor numai pe o singură parte a profilului filetului, în timp ce pe partea cealaltă există un joc. O astfel de asamblare cere ca în ambele extremități ale piesei întinse și anume ale șurubului să existe piese de sprijin, de obicei realizate în formă de cap și piuliță.

La multe construcții, o astfel de asamblare devine însă prea greoaie, ca, de exemplu, în cazul fixării capacului carterului la un motor sau în cazul fixării unui motor pe fundație; aici șuruburile se înlocuiesc cu prezoane, adică cu bare cilindrice filetate la ambele extremități fără nici un cap sau alte suprafețe de sprijin. O extremitate a prezonului se înșurubează în corp, iar la extremitatea cealaltă se înșurubează o piuliță. În astfel de cazuri, ajustajul cu joc nu este suficient

pentru a asigura blocarea prezonului în corp, în așa fel încît ele să nu se desfacă la înșurubarea și deșurubarea piuliței, în timpul montării și demontării.

Un astfel de ajustaj al prezoanelor poate fi obținut în practică prin două metode: fie înșurubînd în corp extremitatea filetului care are în locul trecerii spre partea nefiletată un diametru mediu mai mare, fie mărind diametrul mediu al filetului prezonului care se înșurubează în corp.

Prima metodă este cea mai simplă și nu cere mijloace speciale de realizare, ci cel mult o cheie de control, în vederea strîngerii prezonului pînă la un efort care corespunde unui cuplu bine definit. Din această cauză, această metodă este utilizată destul de des; totuși ea nu este cea mai indicată.

A doua metodă prevede un ajustaj cu strîngere pe toată lungimea de înșurubare. Valoarea strîngerii maxime care poate fi admisă depinde de rezistența materialului și de construcția corpului. În general, strîngerile mari slăbesc corpul în care sînt înșurubate prezoanele. Acest fapt impune să se mărească precizia diametrului mediu al filetului sau să se utilizeze o sortare.

În cele ce urmează se vor indica toleranțele și ajustajele care se recomandă să se utilizeze la asamblarea dintre prezon și gaura filetată din corp.

Toleranțele sînt stabilite pentru prezoane din oțel care se înșurubează în corpuri din oțel, fontă sau metale neferoase, pentru următoarele lungimi de înșurubare: $1\,d-1{,}5\,d$ pentru corpul din oțel; $1{,}25\,d-1{,}5\,d$ pentru corpul din fontă și $1{,}5\,d-2\,d$ pentru corpuri din aluminiu sau aliaje de magneziu.

În funcție de destinația și construcția ansamblului din care face parte îmbinarea filetată se pot utiliza ajustaje intermediare sau ajustaje cu strîngere. Ajustajele intermediare se realizează prin îmbinarea dintre o gaură filetată avînd pentru diametrul mediu poziția cîmpului de toleranță H și prezoane avînd pentru diametrul mediu poziția cîmpurilor de toleranță: jk; m; f; jh. Alegerea poziției cîmpului de toleranță pentru prezon dintre cele indicate se face în funcție de caracterul ajustajului necesar și de diametrul nominal

al filetului. În tabelul 5.9 sînt indicate pozițiile cîmpurilor de toleranță recomandate pentru fiecare interval de diametre, iar în fig. 5.11 sînt reprezentate aceste cîmpuri de toleranță.

Tabelul 5.9

Pozițiile cîmpurilor de toleranță și clasele de precizie pentru ajustaje intermediare

Filet	Diametrul filetului	Diametrul nominal al filetului, d, mm	Abaterea fundamentală	Clasa de precizie
Exterior	Exterior, d	De la 5 la 45	g	6
	Mediu, d_2	De la 5 la 16	jk; m	2; 4
		De la 18 la 30	j; m	2; 4
		De la 33 la 45	jh	4
Interior	Exterior, D	De la 5 la 45	H	—
	Mediu, D_2	De la 5 la 30	H	3; 4; 5
		De la 33 la 45	H	5
	Interior, D_1	De la 5 la 45	H	6

Avînd în vedere că ajustajele intermediare pot da naștere la strîngeri între filetul prezonului și filetul piesei în care acesta se înșurubează, se vor utiliza clase de precizie mai fine decît în cazul ajustajului cu joc. Astfel, pentru

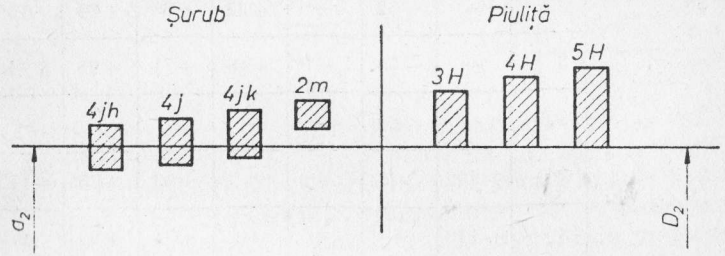


Fig. 5.11. Poziția cîmpurilor de toleranță la filete în cazul ajustajelor intermediare.

diametrul mediu al filetului alezajului se prevăd clasele de precizie 3, 4 sau 5, iar pentru diametrul mediu al filetului prezonului clasele de precizie 2 sau 4.

Clasele de precizie indicate a se utiliza pentru diferite valori ale diametrului filetului sînt indicate în tabelul 5.9. Valorile abaterilor fundamentale pentru diametrul mediu

Tabelul 5.11

Valorile toleranțelor diametrului mediu al filetului prezonului și alezajului

Diametrul nominal al filetului, d mm	Pasul p mm	Clasa de precizie		
		2		3
		Toleranța, μm		
		Td_2	TD_2	TD_2
De la 5 la 10	0,8	38	50	65
	1	45	60	76
	1,25	47	63	80
	1,5	53	71	90
De la 12 la 22	1,25	53	71	90
	1,5	56	75	95
	1,75	60	80	102
	2	64	85	109
	2,5	68	90	116
De la 24 la 45	2	68	90	116
	3	80	106	136
	3,5	85	112	144
	4	90	119	152
	4,5	94	125	160

al filetului prezonului sînt indicate în tabelul 5.10 iar valorile toleranțelor Td_2 și TD_2 pentru clasele de precizie 2 respectiv 3 care nu figurează în STAS 8165-68 sînt indicate în tabelul 5.11.

Ajustajele intermediare recomandate a fi utilizate în funcție de dimensiunea nominală a filetului și de materialul piesei de bază sînt cele din tabelul 5.12.

Ajustajele cu strîngere se realizează prin îmbinarea dintre o gaură filetată avînd cîmpul de toleranță pentru diametrul mediu 2H și pentru diametrul interior unul din cîmpurile 4D; 5D; 4C; 5C și prezoane avînd pentru diametrul mediu cîmpurile de toleranță 3n; 3p sau 2r, iar pentru diametrul d cîmpurile

de toleranță 6e sau 6c. Valorile abaterilor fundamentale pentru cîmpurile de toleranță la diametrul mediu sînt date în tabelul 5.10, iar valorile toleranțelor pentru clasa de precizie 2

Tabelul 5.12

Ajustajele intermediare recomandate

Diametrul nominal al filetului d mm	Materialul piesei în care este gaura filetată	Ajustajul	
De la 5 la 16	Oțel	4H 6H / 4jk	3H 6H / 2m
	Fontă, aluminiu sau aliaje de magneziu	5H 6H / 4jk	3H 6H / 2 m
De la 18 la 30	Oțel	4H 6H / 4j	3H 6H / 2 m
	Fontă, aluminiu sau aliaje de magneziu	5H 6H / 4j	3H 6H / 2 m
De la 33 la 45	Oțel, fontă, aluminiu sau aliaje de magneziu	5H 6H / 4jh	

și 3 sînt date în tabelul 5.11. În figura 5.12 sînt reprezentate cîmpurile de toleranță pentru d_2 și D_2, iar în tabelul 5.13 sînt indicate ajustajele cu strîngere recomandate a fi utilizate în funcție de dimensiunea nominală a filetului și de materialul piesei de bază.

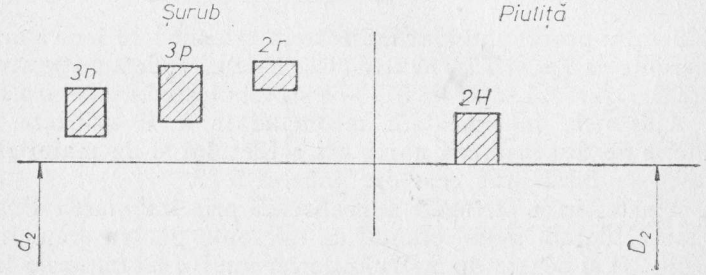


Fig. 5.12. Poziția cîmpurilor de toleranță la filete în cazul ajustajelor cu strîngere.

Ajustajele cu strîngere recomandate *Tabelul 5.13*

Materialul piesei în care este gaura filetată	Pasul filetului, mm: Pînă la 1,25	Pasul filetului, mm: Peste 1,25	Observații
	Ajustajul		
Fontă sau aluminiu	2H5D / 2 r	2H5C / 2 r	—
Fontă, aluminiu sau aliaje de magneziu	2H5D(2) / 3p(2)	2H5C(2) / 3p(2)	Sortarea în două grupe
Oțel de înaltă rezistență sau aliat	2H4D(3) / 3 n(3)	2H4C(3) / 3n(3)	Sortarea în trei grupe

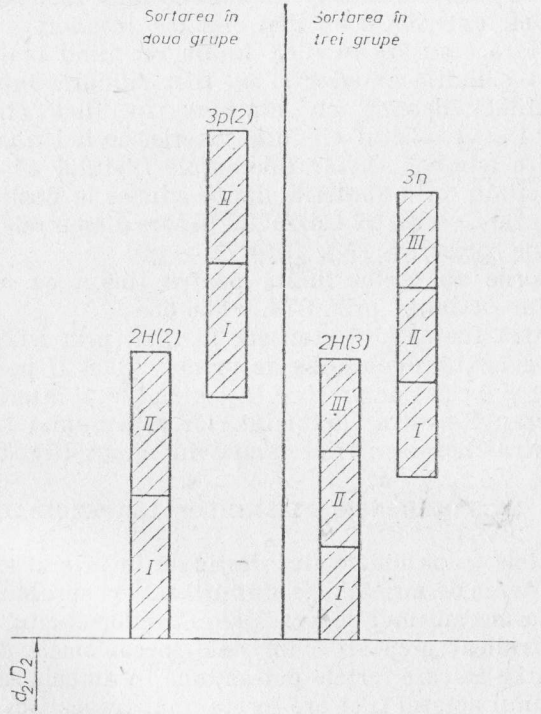


Fig. 5.13. Schema cîmpurilor de toleranță și a grupelor.

Pentru realizarea unor ajustaje cu strîngere în care variația strîngerii să fie cît mai mică este necesar ca, în cazul cîmpurilor din clasa de precizie 3 să se realizeze în prealabil o sortare în grupe, iar asamblarea să se facă între piese filetate care aparțin grupelor de același ordin (*I* cu *I*, *II* cu *II* și *III* cu *III*). Schema cîmpurilor de toleranță și a grupelor de sortare indicate în tabelul 5.13 este dată în fig. 5.13.

5.6. TOLERANȚELE FILETELOR PENTRU ȚEVI

Asamblarea prin filet a țevilor se realizează cu filet avînd un profil cu unghiul de 55° în loc de 60° (filet Whitworth). Sînt prevăzute două categorii de îmbinări:

— cu etanșare în filet, îmbinarea fiind realizată între un filet conic exterior și un filet cilindric interior;

— fără etanșare în filet, îmbinarea fiind realizată între un filet cilindric exterior și un filet cilindric interior.

Profilul filetelor cu etanșare în filet sînt cele din fig. 5.14, *a*, *b*, filetul cilindric interior avînd abateri limită simetrice (simbol *J*), iar toleranțele filetului conic exterior fiind definite prin abaterile limită admise la poziția planului de măsurare, respectiv a planului în care diametrele au valorile nominale prescrise (fig. 5.14, *c*).

Valorile abaterilor limită pentru filetul cu etanșare în filet sînt stabilite prin STAS 836-68.

Pentru filetul fără etanșare în filet, prin STAS 8131-68 sînt prevăzute: două clase de precizie *A* și *B* pentru filetul exterior și o clasă de precizie *H* pentru filetul interior. Cîmpul de toleranță pentru filetul interior este numai în plus, iar cel pentru filetul exterior numai în minus (fig. 5.15).

5.7. TOLERANȚELE FILETELOR TRAPEZOIDALE

Filetele trapezoidale sînt destinate în primul rînd pentru transmiterea de mișcări; ele sînt utilizate la șuruburi conducătoare, la mecanismul de avans al mașinilor-unelte, la șuruburile de ridicat greutăți, cum și la mecanismele de direcție, în cazurile în care forțele pot acționa în ambele sensuri.

Profilul acestui filet are forma unui trapez isoscel laturile neparalele făcînd un unghi de 30°. Înălțimea profilului este astfel aleasă, încît să fie egală cu jumătatea pasului. Pentru

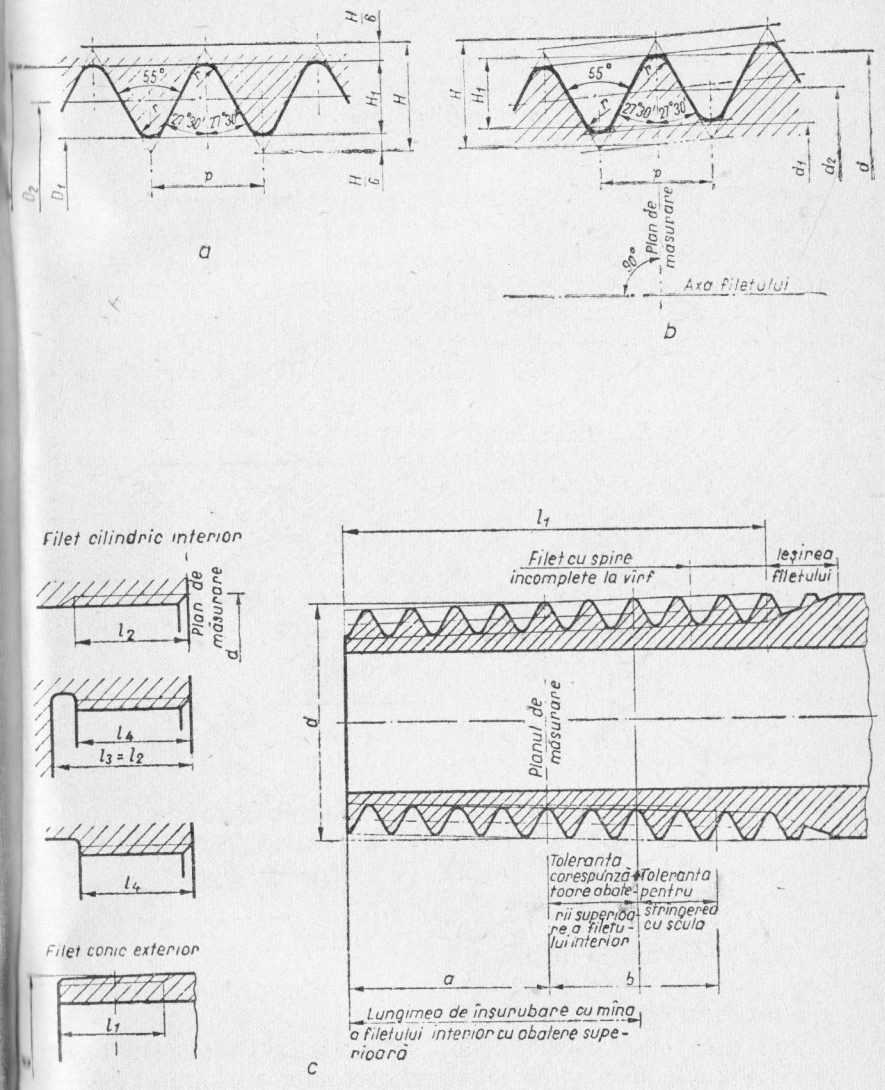


Fig. 5.14. Filete pentru țevi, cu etanșare în filet.

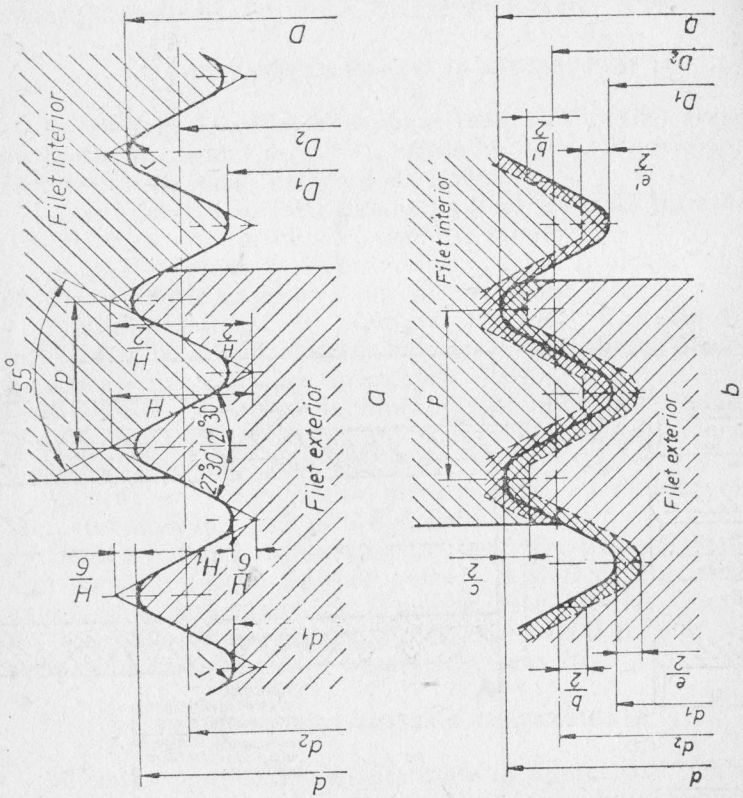


Fig. 5.15. Filete pentru țevi, fără etanșare în filet.

ca mișcarea piuliței pe șurub să se facă în condiții mai ușoare, se prevăd jocuri pentru ungere atît pe diametrul exterior cît și pe diametrul interior al filetului.

Profilul, gama de diametre și pași și dimensiunile nominale ale filetelor trapezoidale sînt prevăzute în STAS 2114/1, 2 și 3-75 (fig. 5.16, *a*).

Sistemul de toleranțe pentru filete trapezoidale ISO standardizat la noi în țară prin STAS 2114/4-75, stabilește cîmpurile de toleranțe pentru filetul interior și filetul exterior precum și ajustajele recomandate. Sînt prevăzute trei poziții pentru cîmpul de toleranță al diametrului mediu al filetului exterior: h, c și e și o poziție pentru cîmpul de toleranță al diametrului mediu al filetului interior: H pentru toate cele trei diametre D_1, D_2, D_4.

Pentru diametrele d și d_3 ale filetului interior se prevede o singură poziție a cîmpului de toleranță: h (fig. 5.16, *b* și *c*).

Pentru diametrul D_2 al filetului interior și pentru diametrele d_2 și d_3 ale filetului exterior, sistemul prevede trei trepte de precizie: 7, 8 și 9. Pentru diametrele D_1 și d se prevede numai o treaptă de precizie: 4.

Pentru determinarea valorilor toleranțelor se folosesc relațiile:

$$Td = 0{,}63\left(180\sqrt[3]{p^2} - \frac{3{,}15}{\sqrt{p}}\right) \ (\mu m)$$

$$Td_3 = 1{,}25\ T\,d_2 + a_s \ (\mu m)$$

$$TD_1 = 0{,}63(230\ p^{0{,}7}) \ (\mu m)$$

Toleranțele pentru diametrele medii se stabilesc în funcție de clasa de precizie cu ajutorul următoarelor relații:

— pentru precizia 7 — $Td_2 = 1{,}25 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)
$TD_2 = 1{,}7 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)

— pentru precizia 8 — $Td_2 = 1{,}6 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)
$TD_2 = 2{,}12 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)

— pentru precizia 9 — $Td_2 = 2 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)
$TD_2 = 2{,}65 \cdot 90 \cdot p^{0{,}4} d^{0{,}1}$ (μm)

Alegerea cîmpurilor de toleranță din cele care pot fi obținute prin combinarea treptelor de precizie și a pozițiilor, se face în funcție de două clase de execuție și de două grupe de lungimi de înșurubare.

Clasele de execuție sînt: mijlocie și grosolană.

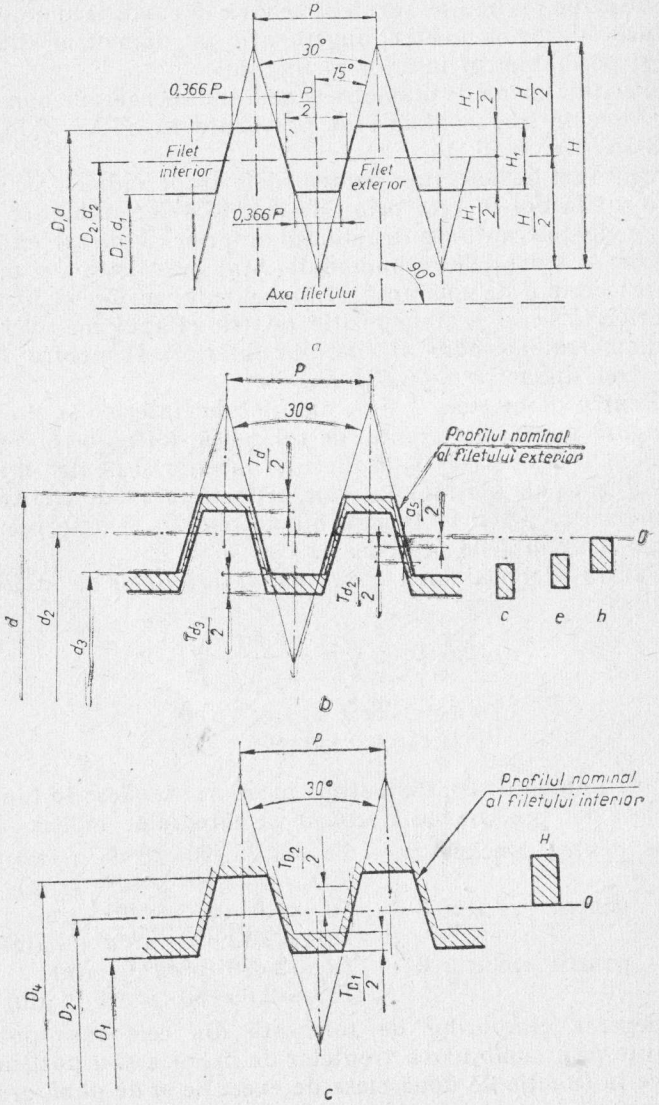


Fig. 5.16. Profile nominale și schema cîmpurilor de toleranță pentru filetul trapezoidal ISO.

Clasa mijlocie este clasa de uz general; clasa grosolană se utilizează în cazurile în care execuția se face în condiții tehnologice dificile.

Sistemul de toleranțe pentru filete trapezoidale ISO prevede două categorii de lungimi de înșurubare: normale (*N*) și lungi (*L*). Valorile lungimilor de înșurubare pentru fiecare interval de diametre nominale se determină cu aceleași relații ca pentru filetul metric ISO și sînt indicate în STAS 2114/4-75.

În tabelul 5.14 sînt date cîmpurile de toleranță recomandate ca preferențiale.

Tabelul 5.14

Cîmpurile de toleranță preferențiale

Clasa de execuție	Lungimi de înșurubare			
	N	L	N	L
	Cîmpul de toleranță al filetului			
	Interior		Exterior	
Mijlocie	7H	8H	7e	8e
Grosolană	8H	9H	8e	9e

Pentru filetele cu mai multe începuturi, toleranțele la diametrele medii se obțin prin multiplicarea toleranțelor pentru filetele cu un început cu: 1,12 pentru filetele cu 2 începuturi, 1,25 pentru filetele cu 3 începuturi, 1,4 pentru filetele cu 4 începuturi și 1,6 pentru filetele cu 5 sau mai multe începuturi.

5.8. TOLERANȚELE FILETELOR FERĂSTRĂU

Filetele ferăstrău sînt utilizate în special pentru asamblările la care transmiterea forțelor importante se face într-un singur sens ca de exemplu prese cu șurub. Profilul, gama de diametre și pași și dimensiunile nominale sînt prevăzute în STAS 2234/1 și 2-75.

Sistemul de toleranțe pentru filetele trapezoidale este standardizat la noi în țară prin STAS 2234/3-75. Pozițiile cîmpurilor de toleranță și treptele de precizie sînt aceleași ca pentru filetele trapezoidale cu precizarea că pentru diametrul *D* se prevede toleranța H10, iar pentru diametrul *d* toleranța h9 din sistemul ISO de toleranțe pentru piese netede.

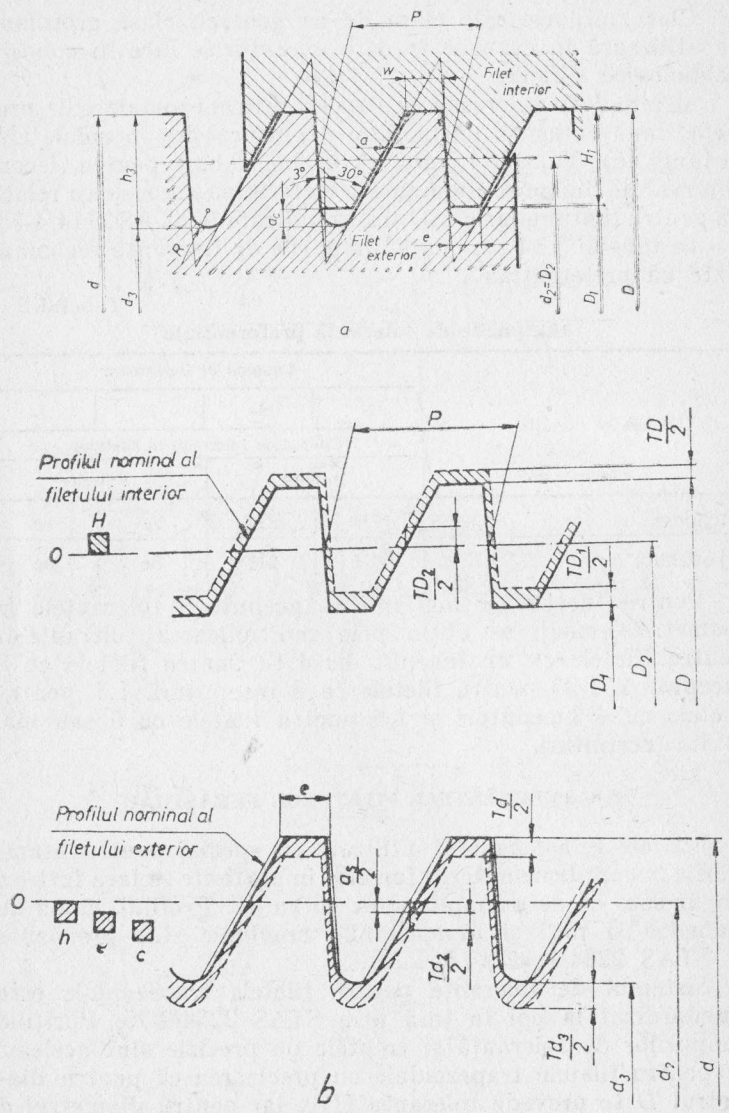


Fig. 5.17. Profilele nominale și schema cîmpurilor de toleranță pentru filetul ferăstrău.

Profilul filetului și schema cîmpurilor de toleranță sînt indicate în fig. 6.17.

Atît lungimile de înșurubare cît și cîmpurile de toleranță recomandate ca preferențiale sînt aceleași cu cele pentru filetele trapezoidale, indicate în tabelul 5.14.

5.9. ASAMBLĂRI CONICE CU FILET

Filetele conice sînt folosite în cazul subansamblurilor de mașini, legate printr-un sistem de conducte de ulei sau benzină (rezervoare de ulei sau benzină, carburatoare). Elementele importante ale filetelor conice sînt următoarele:

— diametrul mediu — determinat de diametrul conului imaginar care taie profilul filetului, astfel încît grosimea filetului să fie egală cu golul dintre două filete vecine, se măsoară perpendicular pe axă în dreptul reperului ales;

— diametrele exterioare și interioare — diametrele unui con tangent la vîrfurile (respectiv fundurile) filetului măsurate perpendicular pe axa filetului în dreptul reperului ales;

— diametrele exterioare și interioare — diametrele unui con tangent la vîrfurile (respectiv fundurile) filetului măsurate perpendicular pe axa filetului în dreptul reperului ales;

— pasul filetului — proiecția pe axa conului a distanței măsurate dintre două vîrfuri teoretice (ascuțite) consecutive.

Filetul conic cel mai răspîndit în prezent este filetul metric conic conform STAS 6423-65 (fig. 5.18) avînd unghiul

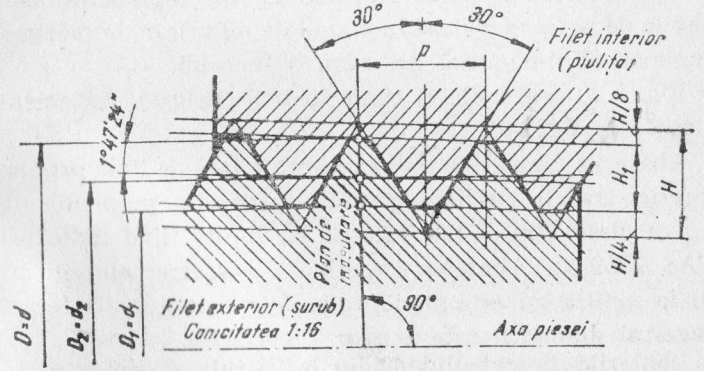


Fig. 5.18. Profilul filetului metric conic.

de profil egal cu 60° și filetul perpendicular pe axa piesei.

Pasul filetului se măsoară paralel cu axa piesei. Conicitatea este $k=2 \operatorname{tg} \varphi=1/16$ și unghiul de înclinare $\varphi=1°47'24''$.

Dimensiunile diametrelor $D=d$, $D_2=d_2$ și $D_1=d_1$ în planul de măsurare (adică planul perpendicular pe axa file-

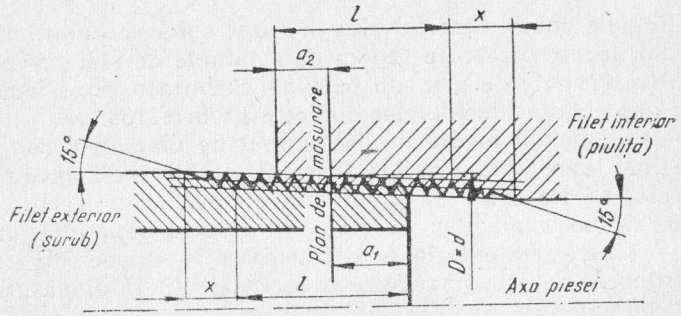


Fig. 5.19. Dimensiunile filetului metric conic.

tului situat la o anumită distanță față de capătul frontal al mufei și a capătului țevii considerate ca baze funcționale de cotare după cum este arătat în fig. 5.19 sînt egale cu dimensiunile respective ale filetului cilindric, pentru țeava cu același diametru nominal. Mărimile a_1 și a_2 reprezintă distanțele de la fața frontală la planul de măsurare, la mărimea l lungimea minimă utilă de lucru a filetului.

Fig. 5.20 arată filetul conic în inci (Briggs), reglementat prin STAS 6422-61.

Abaterile diametrelor sînt măsurate față de linia profilului teoretic, trasate cu linia groasă, în direcția perpendiculară pe axa piesei (fig. 5.21), valorile lor limită fiind indicate în STAS 7339-65. Abaterea superioară a diametrului exterior (D) la piuliță nu este standardizată, iar abaterea inferioară a acestui diametru este zero.

Abaterile diametrului mediu la filetul exterior în planul

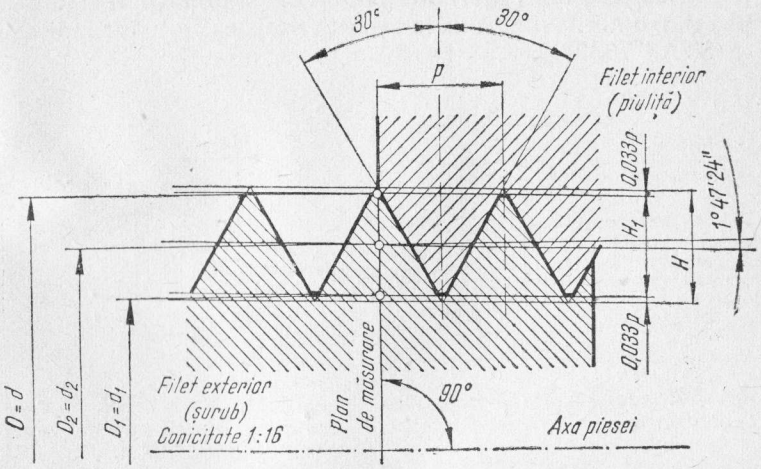


Fig. 5.20. Profilul filetului conic în inci (Briggs).

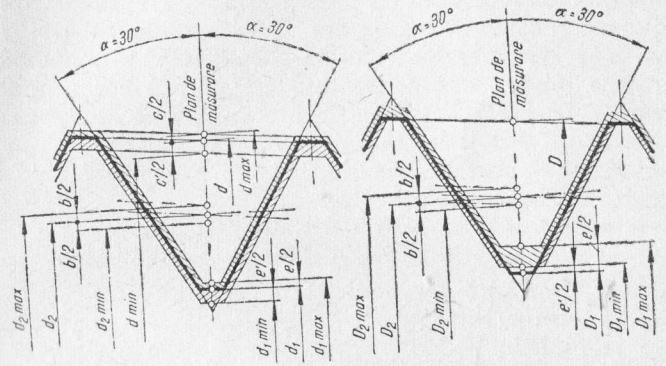


Fig. 5.21. Toleranțele filetului metric conic.

de măsurare se verifică cu calibru inel filetat conform fig. 5.22. Poziția planului de măsurare a calibrului inel filetat, față de suprafața lui posterioară, trebuie să corespundă cu dimensiunea nominală a_1 din STAS 6423-65. La verificarea pieselor, prin înșurubarea cu mîna a calibrului inel filetat, suprafața

posterioară trebuie să corespundă cu suprafața frontală a piesei. Abaterile limită de la această poziție (δa_1) sînt indicate în STAS 7339-65.

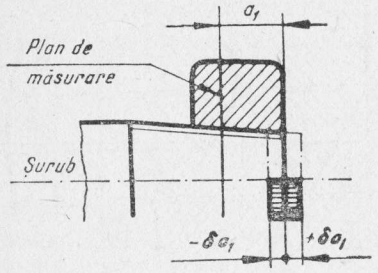


Fig. 5.22. Verificarea diametrului mediu cu calibru inel filetat.

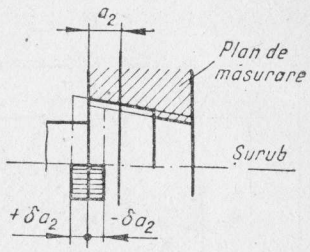


Fig. 5.23. Verificarea diametrului mediu cu calibru tampon filetat.

Abaterile diametrului mediu la filetul interior, în planul de măsurare, se verifică cu calibru tampon filetat conform fig. 5.23. Poziția planului de măsurare a calibrului tampon filetat față de suprafața lui posterioară trebuie să corespundă cu dimensiunea nominală a_2 din STAS 6423-66. La verificarea piesei prin înșurubarea cu mîna a calibrului tampon filetat, suprafața posterioară a acestuia trebuie să corespundă cu suprafața frontală a piesei. Abaterile limită de la această poziție (δa_2) sînt indicate tot în STAS 7339-65.

Abaterile limită ale pasului filetului, măsurate între două spire învecinate oarecari, sînt:

— la filet KM 6··· KM 30 × 1,5··· ±0,02 mm;
— la filet KM 36 × 1,5··· KM 60 × 2··· ±0,03 mm.

Abaterile limită ale conicității filetului sînt:

— la șurub: $1 : 16_{-2}$;
— la piuliță: $1 : 16^{+2}$.

Abaterile limită ale semiunghiului filetului ($\alpha = 30°$) sînt:

— la filet KM 6··· KM 12 × 1··· ±1°;
— la filet KM 12 × 1,5··· KM 60 × 2··· ±45′.

Abaterea semiunghiului filetului se determină ca media aritmetică a mărimilor absolute ale abaterilor ambelor jumătăți ale unghiului.

CUPRINS

Volumul I

1. **Generalități** 3

1.1. Rolul și importanța interschimbabilității 3
1.1.1. Principiul interschimbabilității 3
1.1.2. Legătura dintre forma constructivă a pieselor și interschimbabilitatea acestora 4
1.2. Dimensiuni și abateri 6
1.2.1. Abateri efective 6
1.2.2. Dimensiuni maxime și minime. Toleranțe 7
1.2.3. Abaterea superioară și abaterea inferioară 8
1.3. Cîmpuri de toleranță 10
1.3.1. Alezaje și arbori 10
1.3.2. Elementele care influențează variația dimensiunilor ... 11
1.3.3. Repartizarea dimensiunilor în cîmpul de toleranță 12
1.3.4. Influența temperaturii și eforturilor de măsurare asupra dimensiunilor 14
1.4. Unitatea de toleranță 15
1.5. Joc. Strîngere. Ajustaj 17
1.6. Clasificarea ajustajelor 18
1.7. Toleranțele ajustajelor 19
1.8. Jocurile și strîngerile la temperatura de regim 22
1.9. Reprezentarea grafică a cîmpurilor de toleranță și ajustajelor 25
1.10. Sisteme de ajustaje 26

2. **Toleranțe și ajustaje ale asamblărilor cilindrice netede** 29
2.1. Sistemul de toleranțe ISO 29
2.1.1. Generalități 29
2.1.2. Alegerea sistemului de ajustaj 46
2.1.3. Alegerea treptei de precizie 49
2.1.4. Alegerea ajustajului 51
2.1.5. Ajustaje cu strîngere 56
2.1.6. Ajustaje intermediare 66
2.1.7. Ajustaje cu joc 75
2.1.8. Ajustajele combinate ale pieselor de diferite trepte de precizie 88
2.1.9. Ajustaje prin sortare 90
2.1.10. Abateri limită pentru dimensiuni fără indicații de toleranță 94

3. **Toleranțe și ajustaje de montaj ale rulmenților** 96
3.1. Generalități 96
3.2. Toleranțe ale dimensiunilor de legătură exterioară 98

3.3. Toleranţe ale dimensiunilor de legătură interioară 100
3.4. Clasele de precizie ale rulmenţilor 103
3.5. Indicaţii referitoare la alegerea ajustajelor de montaj ale rulmenţilor 108

4. Toleranţe şi ajustaje ale asamblărilor conice netede 117
4.1. Noţiuni generale 117
4.2. Clasificarea asamblărilor conice şi condiţiileimpuse acestora 120
4.3. Analiza toleranţelor pentru elementele asamblărilor conice 122
4.4. Abateri limită pentru dimensiuni unghiulare la care nu au fost prevăzute toleranţe 138

5. Toleranţele şi ajustajele asamblărilor filetate 138
5.1. Noţiuni generale 138
5.2. Tipurile de filete 140
5.3. Noţiuni despre interschimbabilitatea pieselor filetate 142
5.4. Relaţiile dintre abaterile pasului, ale unghiului filetului şi ale diametrului mediu 143
5.5. Toleranţele filetelor de fixare 146
5.5.1. Notarea cîmpurilor de toleranţă ale filetelor 154
5.5.2. Selecţia cîmpurilor de toleranţă 155
5.6. Toleranţele filetelor pentru ţevi 164
5.7. Toleranţele filetelor trapezoidale 164
5.8. Toleranţele filetelor ferăstrău 169
5.9. Asamblări conice cu filet 171